

Estudo comparativo entre o sistema convencional de
arrefecimento e o arrefecedor evaporativo para os
edifícios industriais portugueses

Diogo Araújo Cruz

Dissertação submetida para a obtenção do grau de Mestre em Energias
Sustentáveis

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica

1 de dezembro de 2014

Relatório da Unidade Curricular de Dissertação/Projeto/Estágio do 2º ano do Mestrado em
Energias Sustentáveis

Candidato: Diogo Araújo Cruz, Nº 1121142, 1121142@isep.ipp.pt,
diogo_araujo_cruz@hotmail.com

Orientação Científica: Olga dos Remédios Sobral Castro, orc@isep.ipp.pt

Empresa: DuoVentila (www.duoventila.pt)

Supervisão: Joaquim Machado, joaquim.machado@duoventila.pt

Mestrado em Engenharia Energias Sustentáveis
Departamento de Engenharia Mecânica



1 de dezembro de 2014

À minha família.

Agradecimentos

Durante este percurso académico foram várias as pessoas que me apoiaram e ajudaram na conclusão do Mestrado, contudo gostaria de agradecer especialmente:

Aos meus pais pelo apoio imprescindível neste percurso.

À Patrícia, um agradecimento especial pelo apoio durante estes 2 anos, e principalmente pela paciência durante este período de realização do relatório.

À professora Olga Castro pela disponibilidade académica e pessoal na ajuda da realização e conclusão da tese.

Aos meus colegas, por me proporcionarem um excelente ambiente académico e social. Em especial ao meu grupo que nunca esquecerei.

A todas as pessoas que encontrei durante os 2 anos do Mestrado, e que me fizeram, de alguma maneira, aprender.

Por último, quero dedicar este relatório a todos aqueles que, sem reservas, partilharam comigo os seus conhecimentos.

Resumo

Em Portugal existem muitos espaços comerciais e industriais em que as necessidades térmicas de arrefecimento são muito superiores às necessidades de aquecimento devido aos ganhos internos que advêm da existência de equipamentos e da iluminação dos edifícios, assim como, da presença das pessoas.

A instalação de sistemas convencionais de ar condicionado para espaços comerciais e industriais de grande dimensão está geralmente associada ao transporte de grandes caudais de ar, e conseqüentemente, a elevados consumos de energia primária, e também, elevados custos de investimento, de manutenção e de operação. O arrefecedor evaporativo é uma solução de climatização com elevada eficiência energética, cujo princípio de funcionamento promove a redução do consumo de energia primária nos edifícios.

A metodologia utilizada baseou-se na criação de uma ferramenta informática de simulação do funcionamento de um protótipo de um arrefecedor evaporativo. Foi efetuada a modelação matemática das variáveis dinâmicas envolvidas, dos processos de transferência de calor e de massa, assim como dos balanços de energia que ocorrem no arrefecedor evaporativo. A ferramenta informática desenvolvida permite o dimensionamento do protótipo do arrefecedor evaporativo, sendo determinadas as características técnicas (potência térmica, caudal, eficiência energética, consumo energético e consumo de água) de acordo com o tipo de edifício e com as condições climatéricas do ar exterior.

Foram selecionados três dimensionamentos de arrefecedores evaporativos, representativos de condições reais de uma gama baixa, média e elevada de caudais de ar. Os resultados obtidos nas simulações mostram que a potência de arrefecimento (5,6 kW, 16,0 kW e 32,8 kW) e o consumo de água (8 l/h, 23,9 l/h e 48,96 l/h) aumentam com o caudal de ar do arrefecedor, 5.000 m³/h, 15.000 m³/h e 30.000 m³/h, respetivamente. A eficácia de permuta destes arrefecedores evaporativos, foi de 69%, 66% e 67%, respetivamente.

Verificou-se que a alteração de zona climática de V1 para V2 implicou um aumento de 39% na potência de arrefecimento e de 20% no consumo de água, e que, a alteração de

zona climática de V2 para V3 implicou um aumento de 39% na potência de arrefecimento e de 39% no consumo de água.

O arrefecedor evaporativo apresenta valores de consumo de energia elétrica entre 40% a 80% inferiores aos dos sistemas de arrefecimento convencionais, sendo este efeito mais intenso quando a zona climática de verão se torna mais severa.

Palavras-Chave

Arrefecimento adiabático, arrefecedor evaporativo, climatização, modelação matemática, transferência de calor e de massa, refrigeração, painel evaporativo, eficiência energética, zona climática.

Abstract

In Portugal there are many commercial and industrial spaces where thermal cooling requirements are much higher than the heating requirements due to internal gains arising from the existence of equipment and lighting of buildings, as well as, the presence of people.

The installation of conventional air conditioning systems for commercial and industrial spaces of large dimension is generally associated with transporting large airflows, and consequently, the high consumption of primary energy, and also, high investment costs, maintenance and operation. The evaporative cooler is a climate solution with high energy efficiency, whose working principle promotes the reduction of primary energy consumption in buildings.

The methodology used was based on the creation of a software tool for simulating operation of a prototype of an evaporative cooler. It was made a Mathematical modeling of dynamic variables involved, the processes of heat transfer and mass, as well as, the energy balance that occur in the evaporative cooler. The software tool developed allows the design of the prototype evaporative cooler, with certain technical characteristics (thermal capacity, flow rate, efficiency, and power consumption and water consumption) according to the type of building and the climatic conditions of the outside air.

Three dimensions of evaporative coolers were selected, representing of real conditions of low, medium and high range of air flow rates. The results of the simulations show that the cooling power (5.6 kW, 16.0 kW, and 32.8 kW) and the consumption of water (8 l/h, 23.9 l/h, 48.96 l/h) increase with the air flow of the cooler, 5.000 m³/h, 15.000 m³/h, 30.000 m³/h, respectively. The effectiveness of exchange in these evaporative coolers was 69%, 66% and 67%, respectively.

It was verified that the change in climate zone from V1 to V2 resulted in an increase of 39% in cooling capacity and 20% of water consumption, and that the change in climate

zone from V2 to V3 resulted in an increase of 39% the cooling power and 39% in water consumption.

The evaporative cooler presents values of electric energy consumption between 40% to 80% less than conventional cooling systems, this being more intense effect when the summer climate zone becomes more severe.

Keywords

Adiabatic cooling, evaporative cooler, climate, mathematical modeling, heat and mass transfer, cooling, evaporative panel, energy efficiency, climate zone.

Índice

AGRADECIMENTOS	II
RESUMO	III
ABSTRACT	V
ÍNDICE	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	IX
ÍNDICE DE TABELAS	X
ÍNDICE DE GRÁFICOS	XI
NOMENCLATURA	XII
1. INTRODUÇÃO	17
1.1. ENQUADRAMENTO	17
1.2. JUSTIFICAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	20
1.3. ORGANIZAÇÃO DA TESE	21
2. ESTADO DA ARTE	22
2.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DO ARREFECIMENTO EVAPORATIVO: DEFINIÇÃO E EVOLUÇÃO	22
2.2. TIPOS DE ARREFECIMENTO EVAPORATIVO	27
2.2.1. <i>Arrefecimento evaporativo direto</i>	27
2.2.2. <i>Arrefecimento evaporativo indireto</i>	29
2.2.3. <i>Arrefecimento evaporativo direto e indireto</i>	31
2.3. NOÇÕES TERMODINÂMICAS E PSICROMÉTRICAS	33
3. MODELAÇÃO MATEMÁTICA DO ARREFECEDOR EVAPORATIVO	37
3.1. INTRODUÇÃO	37
3.2. SOFTWARE ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES)	38
3.3. MODELO MATEMÁTICO	39
3.3.1. <i>Propriedades</i>	39
3.3.2. <i>Balço de massa</i>	43
3.3.3. <i>Balço de energia</i>	45
3.3.4. <i>Taxa de transferência de calor</i>	45
3.3.5. <i>Taxa de transferência de massa</i>	49
3.4. SOFTWARE DE DIMENSIONAMENTO DO ARREFECEDOR EVAPORATIVO	53
4. ANTEPROJETO DO ARREFECEDOR EVAPORATIVO	56

5. ANÁLISE DE RESULTADOS.....	62
5.1. CLIMAS PORTUGUESES.....	62
5.2. SIMULAÇÃO DO ARREFECEDOR EVAPORATIVO	69
6. CONCLUSÕES	75
REFERÊNCIAS DOCUMENTAIS.....	77

Índice de Figuras

Figura 1: Funcionamento ilustrativo de um painel evaporativo direto	27
Figura 2: Representação do processo de arrefecimento evaporativo direto num diagrama psicrométrico.....	29
Figura 3: Arrefecimento evaporativo indireto por placa (a) e tubo (b).....	30
Figura 4: Representação do processo de arrefecimento evaporativo indireto num diagrama psicrométrico.....	30
Figura 5: Sistema com arrefecimento evaporativo indireto e direto.....	31
Figura 6: Representação do processo combinado de arrefecimento evaporativo indireto e direto num diagrama psicrométrico	32
Figura 7: Esquema de um equipamento com 3 estágios.....	33
Figura 8: Representação esquemática do diagrama psicrométrico	36
Figura 9: Representação do painel evaporativo do arrefecedor	43
Figura 10: Interação entre as temperaturas do ar e água na transferência de calor.....	46
Figura 11: Interação entre as temperaturas do ar e água na transferência de massa.....	50
Figura 12: Software criado no EES.	55
Figura 13: Dimensões do Arrefecedor Evaporativo	57
Figura 14: Ventilador centrífugo do arrefecedor evaporativo AE1.	58
Figura 15: Ventilador centrífugo do arrefecedor evaporativo AE2.	58
Figura 16: Ventilador centrífugo Marca Imofa Modelo HEB 1000.	59
Figura 17: Motor elétrico Marca WEQ Modelo W22 Plus.....	59
Figura 18: Painel evaporativo.	60
Figura 19: Zonas climáticas de Inverno e Verão em Portugal Continental.	63
Figura 20: Zona climática I1-V2 vs. I1-V3.....	67
Figura 21: Zona climática I2-V2 vs. I2-V3.....	68
Figura 22: Zona climática I3-V1 vs. I3-V2.....	68
Figura 23: Análise do arrefecedor evaporativo no clima I1-V2 e I1-V3.	71
Figura 24: Análise do arrefecedor evaporativo no clima I2-V3 e I2-V2.	71
Figura 25: Análise do arrefecedor evaporativo no clima I3-V1 e I3-V2.	72

Índice de Tabelas

Tabela 1: Medidas do motor do AE1	60
Tabela 2: Medidas do painel evaporativo do AE1	61
Tabela 3: Critérios para a determinação da zona climática de inverno	63
Tabela 4: Critérios para a determinação da zona climática de verão	63
Tabela 5: Valores das temperaturas de bolbo seco, bolbo húmido e da humidade relativa dos meses da estação de arrefecimento.	66
Tabela 6: Valores médios da estação de arrefecimento.....	66
Tabela 7: Utilização dos 3 tipos de arrefecedores evaporativos.....	70
Tabela 8: Relação entre a energia por galões de água.....	72
Tabela 9: Comparação dos Arrefecedores Evaporativos com sistemas convencionais	74

Índice de Gráficos

Gráfico 1: Consumo da energia final/primária por sector na União Europeia em 2010.	18
Gráfico 2: Consumo de energia por utilização de cada equipamento em Portugal.....	19
Gráfico 3: Distribuição do consumo de energia na indústria transformadora.....	20

Nomenclatura

Caracteres Romanos

A	– Área do painel evaporativo	– m^2
A_s	– Área da superfície húmida do painel	– m^2
A'''	– Área de superfície húmida por metro cubico de volume, onde na experiência de Dowdy e Karabash obtiveram o valor de 350,8	– m^2/m^3
cp_m	– Capacidade térmica da mistura ar-vapor de água	– $J/kg^\circ C$
D_{AB}	– Difusividade de massa	– m^2/s
GD	– Número de Graus-Dias	
h	– Entalpia do ar húmido	– $kJ/kg_{ar\ seco}$
h_a	– Entalpia do ar seco	– $kJ/kg_{ar\ seco}$
h_{a1}	– Entalpia do ar seco à entrada do aparelho	– $kJ/kg_{ar\ seco}$
h_{a2}	– Entalpia do ar seco à saída do aparelho	– $kJ/kg_{ar\ seco}$
h_v	– Entalpia do vapor de água	– $kJ/kg_{vapor\ água}$
h_{v1}	– Entalpia do vapor de água à entrada do aparelho	– $kJ/kg_{vapor\ água}$
h_{v2}	– Entalpia do vapor de água à saída do aparelho	– $kJ/kg_{vapor\ água}$
h_{vwb}	– Entalpia do vapor de água na temperatura de bolbo húmido	– $kJ/kg_{vapor\ água}$
h_H	– Coeficiente de transferência de calor	– W/m^2K
h_M	– Coeficiente de transferência de massa	– m/s

k_m	– Condutividade térmica da mistura ar-vapor de água	– W/mK
L	– Espessura do painel	– M
L_e	– Comprimento característico	– m
\dot{m}	– Caudal mássico do ar húmido	– m ³ /s
\dot{m}_a	– Caudal mássico do ar seco	– m ³ /s
\dot{m}_{a1}	– Caudal mássico do ar seco à entrada do aparelho	– m ³ /s
\dot{m}_{a2}	– Caudal mássico do ar seco à saída do aparelho	– m ³ /s
\dot{m}_v	– Caudal mássico do vapor de água	– m ³ /s
\dot{m}_e	– Caudal mássico de vapor de água evaporado	– m ³ /s
Nu	– Número de Nusselt	
Pr	– Número de Prandtl	
P	– Pressão à qual se encontra o ar húmido	– kPa
P_a	– Pressão parcial do ar seco	– kPa
P_v	– Pressão parcial do vapor de água	– kPa
P_m	– Pressão total	– atm
P_{v_sat}	– Pressão de saturação à mesma temperatura	– kPa
\dot{q}	– Taxa de transferência de calor	– W
Re	– Número de Reynolds	
R_a	– Constante de gás ideal para o ar seco é 0,287	– kPa.m ³ /kg
R_v	– Constante de gás ideal para o vapor de água é 0,4615	– kPa.m ³ /kg
Sc	– Número de Schmidt	

Sh	– Número de Sherwood	
T	– Temperatura do ar húmido	– K
T_1	– Temperatura do ar húmido à entrada do aparelho	– K
T_2	– Temperatura do ar húmido à saída do aparelho	– K
T_{wb}	– Temperatura de bolbo húmido do ar húmido	– K
T_m	– Temperatura da mistura ar-vapor de água	– K
V_m	– Volume do painel, considerado 1 m ³	– m ³
\dot{V}	– Caudal volúmico do ar húmido	– kg/s
V_{med}	– Velocidade média do escoamento	– m/s

Caracteres Gregos

α	– Taxa de difusividade térmica	– m ² /s
μ_m	– Viscosidade dinâmica da mistura ar-vapor de água	– kg/ms
ν_m	– Viscosidade cinemática da mistura ar-vapor de água	– m ² /s
ω	– Humidade absoluta do ar húmido	– kg _{vapor água} /kg _{ar seco}
ω_1	– Humidade absoluta do ar húmido à entrada do aparelho	– kg _{vapor água} /kg _{ar seco}
ω_2	– Humidade absoluta do ar húmido à saída do aparelho	– kg _{vapor água} /kg _{ar seco}
ϕ	– Humidade relativa	– %
ρ	– Massa volúmica do ar húmido	– kg/m ³
ρ_a	– Massa volúmica do ar seco	– kg/m ³

ρ_v	– Massa volúmica do vapor de água	– kg/m ³
ρ_{v1}	– Massa volúmica do vapor de água à entrada do aparelho	– kg/m ³
ρ_{v2}	– Massa volúmica do vapor de água à saída do aparelho	– kg/m ³
ρ_{vwb}	– Massa volúmica do vapor de água na temperatura de bolbo húmido do ar	– kg/m ³
ρ_m	– Massa volúmica da mistura ar-vapor de água	– kg/m ³
ΔT_{LM}	– Média logarítmica das diferenças de temperaturas entre o ar e a superfície húmida	– K
$\Delta \rho_{LM}$	– Média logarítmica das diferenças de massa volúmica do vapor de água presente no ar	– kg/m ³

Abreviaturas

EES	– <i>Enginerring Equation Solver</i>
EU	– <i>European Union (União Europeia)</i>
UTAN	– <i>Unidade de Tratamento de Ar Novo</i>
CHILLER	– <i>Unidade de arrefecimento por ciclo de compressão de fluído frigorígeno</i>

1. Introdução

1.1. Enquadramento

Perante a recessão mundial dos últimos anos, e com uma maior consciencialização para o uso de energias mais limpas, surge a necessidade do aperfeiçoamento e utilização de novos equipamentos considerados mais eficientes. O sucessivo aumento do preço do petróleo e as mudanças atmosféricas, ocorridas nos últimos anos, e também devido à escassez dos combustíveis fósseis, a população mundial reagiu com a procura de alternativas para a produção de energia através de fontes renováveis, de forma a suprimir as necessidades energéticas e eliminar problemas ambientais. A energia eólica, a energia solar, a energia geotérmica, a energia das marés, a energia hídrica e a energia da biomassa são algumas das possíveis formas de energia renovável.

Quanto mais industrializado um país, maior será o consumo de energia, o que se reflete diretamente, na necessidade crescente de encontrar formas alternativas de suprimento das necessidades energéticas, de forma a promover a independência do monopólio comercial, dos grandes países coletores de combustíveis fósseis.

Segundo dados da União Europeia (EU, 2009) o consumo de energia em edifícios residenciais e comerciais representa cerca de 40% do consumo total de energia final, sendo o sector com maior peso (Gráfico 1) e responsável por 36% das emissões totais de CO₂ da União Europeia. Esse consumo de energia é refletido, sobretudo, pelo consumo proveniente do designado sistema técnico, além de outros equipamentos. O sistema técnico é o conjunto dos equipamentos associados ao processo de climatização, incluindo

aquecimento, arrefecimento e ventilação natural, mecânica ou híbrida, a preparação de águas quentes sanitárias e a produção de energia renovável, bem como, nos edifícios de comércio e serviços, os gastos provenientes dos sistemas de iluminação e de gestão de energia, os elevadores e as escadas rolantes (Decreto-lei nº118, 2013).

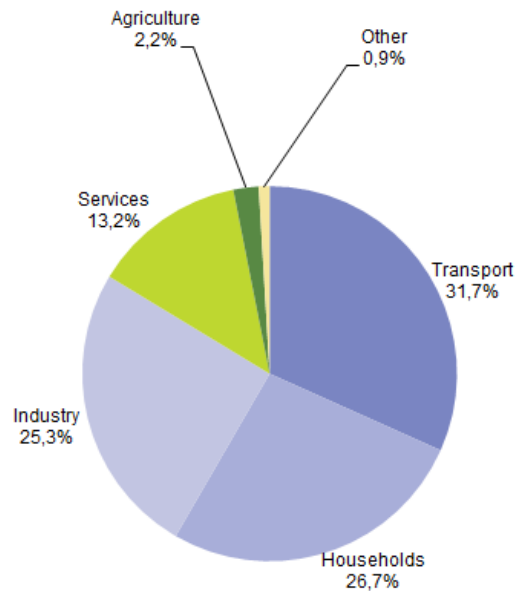


Gráfico 1: Consumo da energia final/primária por sector na União Europeia em 2010 (European Commission, 2012).

Nesse sentido, a Comissão Europeia, apresentou algumas estratégias com vista à redução deste consumo, exemplo disto é o plano energético apresentado pela União Europeia em Dezembro de 2008. No referido plano energético apresentado, todos os países devem estabelecer um plano de eficiência energética, onde se concentrarão em três objetivos a alcançar até 2020: reduzir as emissões de gases com efeito de estufa em 20%, aumentar para 20% a quota das energias renováveis, e diminuir o consumo de energia em 20% (EU, 2011).

Neste sentido, a área da eficiência energética dos edifícios é indicada como tendo grande potencial para melhoramento, pois cerca de 16% da energia gasta nos edifícios é utilizada em climatização (Gráfico 2).

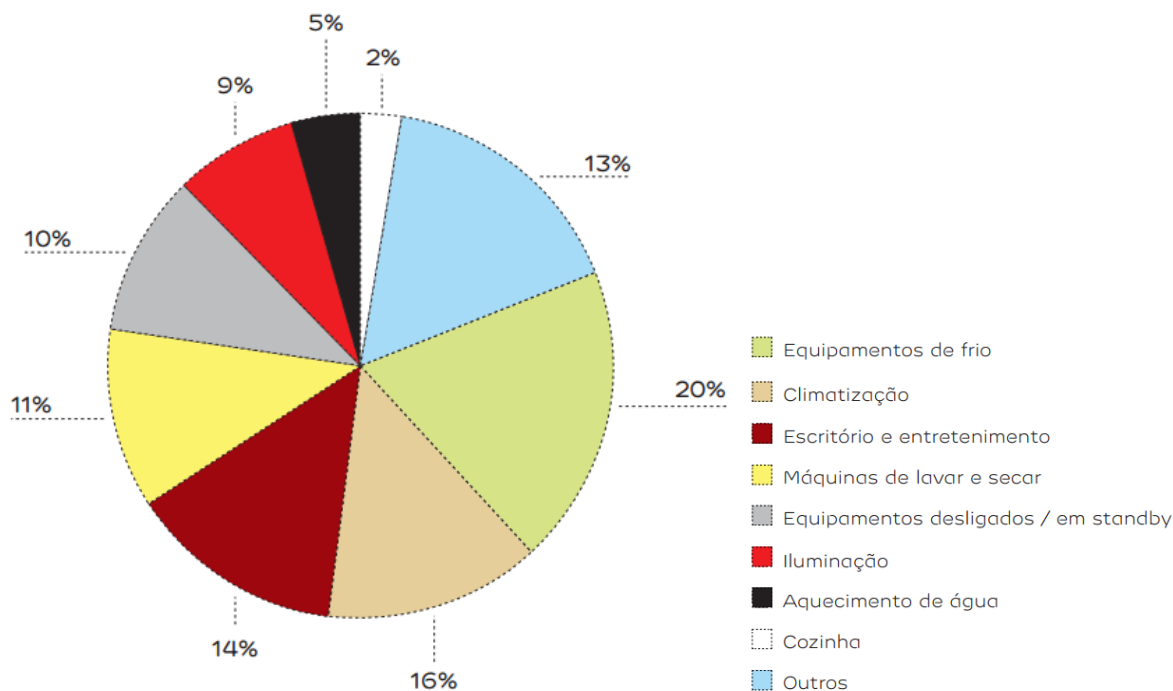


Gráfico 2: Consumo de energia por utilização de cada equipamento em Portugal (EDP, 2012)

A climatização é utilizada no conforto humano e para dar resposta a necessidades funcionais, recorrendo a um conjunto específico de equipamentos que permitem controlar os valores da temperatura, da humidade relativa e da qualidade do ar, tal como o ar condicionado.

Estudos foram realizados, tendo em consideração a utilização do arrefecedor evaporativo enquanto equipamento de climatização, usado para arrefecer ou pré-arrefecer o ar que será fornecido ao espaço, comparativamente com outros equipamentos de climatização.

Verificou-se que, o arrefecedor evaporativo tem a particularidade de consumir menos energia elétrica comparativamente a outros dispositivos com o mesmo propósito, chegando a consumir apenas um quarto da energia de um ar condicionado (Cerci, 2003). Em outro estudo, foram substituídos os aparelhos de ar condicionado por arrefecedores evaporativos, este facto, levou a uma redução até 95% do consumo de energia elétrica, com um retorno financeiro de aproximadamente quatro anos (Lotti, Russo, Bacci, & Prado, 2006).

Apesar, do arrefecedor evaporativo ser ainda uma tecnologia pouco explorada e pouco utilizada, tudo indica que possa vir a ser uma solução viável para a redução dos consumos de energia, por isso a importância de desenvolvimento e estudo deste produto.

1.2. Justificação da Dissertação

Além do consumo de energia em edifícios comerciais e residenciais, uma grande fatia de consumo energético deve-se à indústria transformadora. A indústria transformadora, em Portugal, é responsável por 29% do consumo total, que é dividido sobretudo no consumo proveniente da indústria de alimentação, papel, cerâmicas e cimento (Gráfico 3) (CATIM, 2012).

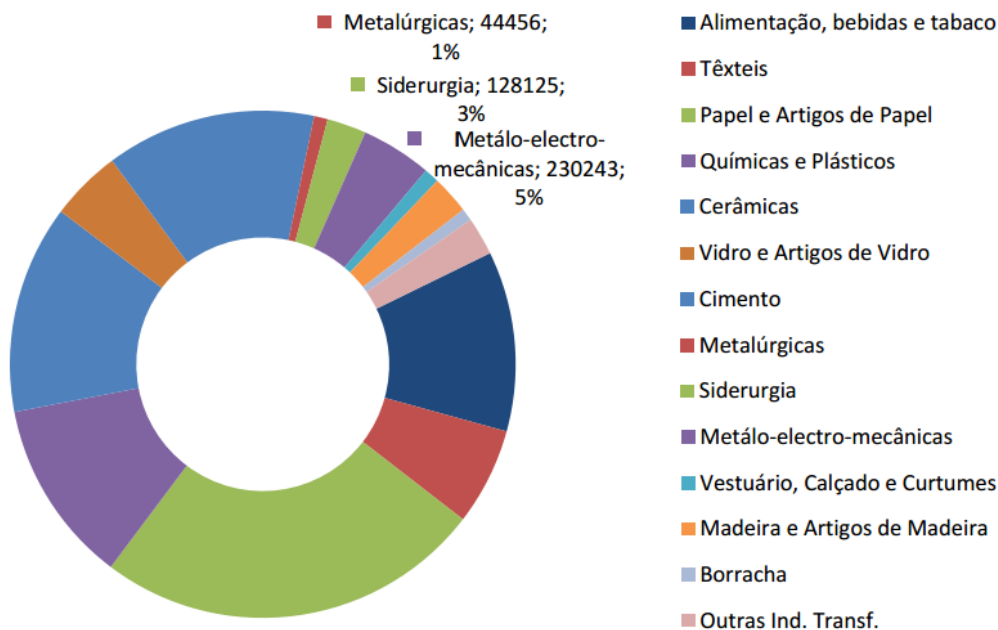


Gráfico 3: Distribuição do consumo de energia na indústria transformadora (CATIM, 2012).

No horário laboral da indústria transformadora, a temperatura interior sobe drasticamente devido à grande quantidade de pessoas num mesmo espaço e de áreas onde funcionam equipamentos que produzem calor. A fim de reduzir o consumo excessivo de energia para arrefecimento de espaços, sobretudo industriais, surgiu o interesse de se realizar um estudo detalhado de um equipamento mais eficiente do que o sistema convencional de ar condicionado, o arrefecedor evaporativo.

Em parceria com a empresa DuoVentila decidiu-se estudar o funcionamento do sistema de arrefecimento evaporativo, através da sua modelação matemática, recorrendo a um software de simulação numérica EES (Engineering Equation Solver).

O objetivo principal desta dissertação, passará por otimizar o funcionamento do arrefecedor evaporativo, o qual é utilizada sobretudo em espaços industriais e que servem para arrefecer grandes caudais de ar. Pretende-se assim desenvolver uma metodologia que permita obter as características técnicas da máquina em função das necessidades requeridas.

1.3. Organização da Tese

A presente Tese está organizada em seis capítulos. No primeiro capítulo, designado por Introdução, é feita uma contextualização ao consumo atual da energia no mercado Europeu, bem como a sua divisão pelos vários sectores, e é apresentada a justificação da escolha do tema.

O segundo capítulo diz respeito ao Estado da Arte, onde será realizada a revisão bibliográfica do arrefecedor evaporativo, bem como os dos diferentes tipos de sistemas utilizados. Neste capítulo serão também apresentadas/clarificadas alguns conceitos essenciais para a interpretação da modelação matemática.

No terceiro capítulo será apresentado a modelação matemática usada para o estudo do Arrefecedor Evaporativo. Neste capítulo serão apresentadas todas as equações inerentes ao processo de arrefecimento evaporativo e o método utilizado na criação do software do EES.

O quarto capítulo exhibe o método utilizado para a criação do anteprojecto do Arrefecedor Evaporativo, com o dimensionamento de três gamas de arrefecedores evaporativos, a gama baixa, média e alta.

O quinto capítulo representa a análise efetuada aos três arrefecedores evaporativos dimensionados, testando o seu funcionamento em diferentes zonas climáticas de Portugal Continental e comparando-os com o sistema convencional.

O sexto capítulo diz respeito à conclusão da dissertação.

2. Estado da Arte

2.1. Revisão bibliográfica do arrefecimento evaporativo: definição e evolução

O arrefecimento evaporativo é um processo natural, que a própria “natureza” utiliza em inúmeras situações, no controlo da temperatura da superfície terrestre, na sensação de ar fresco ao aproximar-se de uma cascata, quando se sai de uma piscina e tem-se a sensação de frio, quando se lava com água o rosto, entre outras (Carrossi, 2006).

Este processo consiste assim, num processo que retira calor do ambiente através da evaporação da água, onde diminui a temperatura e aumenta a humidade do ar, devido aos mecanismos simultâneos de transferência de calor e massa entre o ar e a água. Utiliza sobretudo a conversão de calor sensível em calor latente. Se considerarmos que as perdas de calor para o ambiente são desprezáveis, estamos perante um processo que pode ser considerado adiabático, o que implica que o aumento de calor latente é compensado por uma redução do calor sensível, e consequentemente a diminuição da temperatura de bolbo seco do ar (Pimenta & Castro, 2003).

Este processo pode ser classificado em dois tipos diferentes, o arrefecimento evaporativo direto e o arrefecimento evaporativo indireto, como foi padronizado por Gionavi (1994).

O processo de arrefecimento evaporativo é influenciado, entre outros fatores, pelo clima da região onde é instalado. Assim, em algumas áreas geográficas, onde existem alturas anuais de maior humidade, por exemplo Monção, o calor latente contido no ar húmido (vapor de água e ar seco) é mais difícil de dissipar, o que torna o arrefecimento evaporativo menos eficaz. Nesta situação a integração de um sistema de desumidificação corrige facilmente esta condição problemática de curto prazo (Rodrigues, 2012).

O arrefecimento evaporativo é um processo vantajoso, tendo facilidades, comparativamente com outros, ao nível da manutenção, instalação, e operação, e um custo médio inicial inferior, em comparação com os outros tipos de sistemas tradicionais. Da mesma forma, por promoverem a renovação total do ar, eliminando a recirculação e a proliferação de fungos e bactérias, permitem ainda, melhorar a qualidade do ar interior. Contudo à que ter em atenção o perigo da bactéria *Legionella*, a qual pode ser introduzida nestes sistemas através da água ou do ar. Para tal, será necessário cumprir algumas condições de manutenção, para que o crescimento e transmissão não aconteçam, tais como: evitar o uso de borrachas naturais, anilhas de vedação e juntas; e evitar o armazenamento de água a longo prazo (ASHRAE, 1995).

Considerando a evolução histórica e científica do processo, verificou-se que o arrefecimento evaporativo é um processo que tem vindo a ser estudado e desenvolvido a algumas décadas.

As primeiras referências ao processo de arrefecimento evaporativo podem ser observadas em pinturas em gesso que remontam a 2500 a.C., as quais mostravam escravos abanando jarros de água para arrefecer salas da realeza (AZEVP, 2014). Contudo, só no último século, é que estudos científicos foram realizados, e contribuíram para o desenvolvimento do arrefecimento evaporativo, quer em conteúdo teórico ou experimental.

A primeira análise rigorosa aos sistemas de arrefecimento evaporativo direto e indireto foi efetuada em 1963 por Watt. Neste estudo, Watt verificou toda a teoria que estava iminente nos dois processos de arrefecimento, as trocas de calor e massa, tal como as vantagens e desvantagens de cada tipo de sistema na aplicação em projetos (Watt, 1963).

Anos mais tarde, foram realizados estudos relativos aos coeficientes de transferência no processo de arrefecimento evaporativo direto, por Maclain-cross e Banks em 1981, os quais propuseram uma teoria para correlacionar os coeficientes de transferência de superfície seca e húmida. Com esta teoria foi possível determinar o desempenho de um permutador de calor de superfície húmida e compará-lo com os resultados experimentais (Maclain-cross & Banks, 1981). Também Dowdy e Karabash em 1987 determinaram experimentalmente os coeficientes de transferência de calor e massa, através de vários tamanhos de painéis evaporativos de celulose. Esta determinação facilitou os dimensionamentos de equipamentos que utilizam este método (Dowdy & Karabash, 1987).

Aproximadamente uma década depois, em 1993, Brown com a intenção de economizar energia e melhorar a qualidade do ar interior, desenvolveu a aplicação do arrefecimento evaporativo num projeto de um laboratório de elevada carga térmica. Comparativamente com os sistemas convencionais, verificou uma redução no consumo energético anual de 15,1% para sistemas de arrefecimento evaporativo direto, e 38,6% para sistemas de arrefecimento evaporativo direto e indireto (Brown, 1993).

Numa análise comparativa dos sistemas de arrefecimento evaporativo direto e indireto-direto, Filho (1997) comprovou que quanto maior for a exigência da temperatura do projeto, o processo de arrefecimento evaporativo indireto-direto apresenta melhor desempenho que o processo direto (Filho, 1997).

Thepa, Kirtikara, Hirunlabh e Khedari em 1999, ao estudarem a climatização de uma casa típica para produção de cogumelos, verificaram que a combinação do arrefecimento evaporativo com a ventilação contínua, baixava a temperatura e aumentava a humidade relativa do ar insuflado, criando as condições adequadas para o crescimento de cogumelos (Thepa, Kirtikara, Hirunlabh, & Khedari, 1999).

Além de Filho (1997), em 2000, Joudi e Mehdi compararam os sistemas de arrefecimento indireto e direto, com cargas de arrefecimento variáveis. Obtiveram como resultados, que o arrefecimento indireto proporcionava conforto térmico na maior parte do período em que estavam a trabalhar (Joudi & Mehdi, 2000).

Dois anos depois, Camargo, Ebinuma e Cardoso desenvolveram um modelo matemático para sistemas de arrefecimento evaporativo direto e indireto, onde foi possível chegar a relações entre as trocas térmicas envolvidas no arrefecimento evaporativo, que podem ser

usadas na simulação do processo para obter a otimização do projeto (Camargo, Ebinuma, & Cardoso, 2002).

Também em 2002, Dai e Sumathy analisaram teoricamente um arrefecedor evaporativo direto, usando como meio um painel do tipo colmeia de abelha. Comprovaram que os painéis evaporativos com esta característica são mais compactos em tamanho e peso e podem cumprir com as necessidades de arrefecimento e humidificação pretendidas. Liao e Chiu (2002) desenvolveram um túnel de vento compacto para simular sistemas de arrefecimento evaporativo e testaram painéis evaporativos fabricados com materiais alternativos, os quais verificaram que, o painel com acabamento rugoso apresentou uma eficiência entre 81 e 85 %, enquanto que o painel com acabamento polido apresentou uma eficiência entre 76 e 91% (Liao & Chiu, 2002).

Pimenta e Castro em 2003 elaboraram um estudo teórico de uma aplicação dos sistemas de arrefecimento evaporativo no arrefecimento de espaço e no conforto térmico do mesmo. Realizaram num primeiro caso o uso do arrefecimento evaporativo direto acoplado a um ciclo de microturbina a gás e o modelo matemático deste e um segundo estudo na aplicação do arrefecimento evaporativo para controlar um espaço do centro comunitário da Universidade de Brasília, Brasil. Para a primeira situação verificaram que o sistema de arrefecimento evaporativo pode aumentar a produção de energia e diminuir o consumo de combustível e no segundo estudo verificaram que o uso do sistema de arrefecimento evaporativo é recomendável quando a temperatura de bolbo seco e humidade exteriores são superiores as condições de conforto internas (Pimenta & Castro, 2003).

Em 2003/2004 Camargo apresentou os princípios básicos de funcionamento e as considerações técnicas para a utilização do arrefecimento evaporativo nos sistemas de ar condicionado para o conforto térmico humano. Além disso, descreveu alguns benefícios ambientais e económicos resultantes da utilização eficiente destes sistemas assim como uma análise do desempenho dos sistemas de arrefecimento evaporativo direto/indireto para quinze cidades Brasileiras, tendo concluído que esta tecnologia tem grande potencial para garantir conforto térmico em locais onde a temperatura de bolbo húmido é baixa (Camargo J. R., 2003-2004).

Numa abordagem teórica acerca dos princípios de funcionamento de um sistema de arrefecimento evaporativo direto por painéis de contacto, Pimenta e Castro em 2003,

apresentaram uma modelação matemática da transferência de calor e massa em painéis evaporativos, um modelo e uma simulação computacional para o cálculo da queda de pressão num painel comercial de celulose, onde foram comparadas com os dados do fabricante, para efeito de validação do modelo por eles apresentado. Verificaram que os resultados obtidos da simulação foram cerca de 4% diferentes dos valores do fabricante e que a velocidade do ar influencia a efetividade do arrefecimento que por sua vez diminui (Pimenta & Castro, 2004).

Como meio de redução do consumo de energia elétrica, Lotti, Russo, Bacci e Prado em 2006 propuseram a substituição dos aparelhos de ar-condicionado da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM) da Unicamp, no Brasil, por arrefecedores de ar evaporativos, o que levou a uma diminuição de cerca do 95% do consumo de energia, apresentando um retorno financeiro do investimento de aproximadamente quatro anos (Lotti, Russo, Bacci, & Prado, 2006).

Como os habituais painéis em celulose apresentavam o inconveniente de ter um alto custo e uma baixa durabilidade Vigoris, et al. (2007) investigaram a utilização de materiais alternativos à base de argila expandida como painel dos sistemas de arrefecimento evaporativo. Construíram um túnel de vento reduzido, para a avaliação das placas porosas, de diferentes espessuras, construídas com a argila expandida para o arrefecimento evaporativo do ar. Os ensaios mostraram que a placa com espessura de 75 mm apresentou os melhores resultados no arrefecimento térmico do ar, com uma eficiência de arrefecimento adiabática de aproximadamente 80% (Vigoderis, et al., 2007).

Apesar do processo de arrefecimento evaporativo ser utilizado largamente em torres de arrefecimento, condensadores evaporativos e arrefecedores de líquidos, é ainda pouco explorado e difundido a sua utilização para o conforto térmico humano. É aplicado sobretudo em grandes áreas, com grandes quantidades de ocupantes, áreas onde funcionam equipamentos que produzem calor, áreas de trabalho industrial, em indústrias têxteis, em alguns processos industriais que requerem um controlo preciso de humidade, em minas, em abrigos de animais, no armazenamento de produtos hortícolas, no cultivo de plantas e para controlo de ar residencial e comercial (Camargo, Travelho, & Cardoso, 2000).

Observou-se assim que o arrefecimento evaporativo tem vindo a ser estudo e utilizado em contextos diferentes, com várias aplicações, mas sempre com resultados positivos na utilização.

2.2. Tipos de Arrefecimento Evaporativo

2.2.1. Arrefecimento evaporativo direto

No arrefecimento evaporativo direto, o ar ambiente/exterior é forçado a atravessar uma superfície sólida húmida e porosa (Figura 1), designado por painel evaporativo, ou então pela passagem por um sistema de atomização que pulverizam água no ar através de micro gotículas do tipo neblina, onde é humidificado. Nesta superfície o ar troca calor com a água, e parte da água evapora-se misturando-se com o ar, conseguindo-se assim baixar a temperatura de bolbo seco e aumentar a humidade absoluta. Neste processo ocorre essencialmente a conversão de calor sensível em calor latente (Pimenta & Castro, 2004).

How **EVAPORATIVE COOLING** works

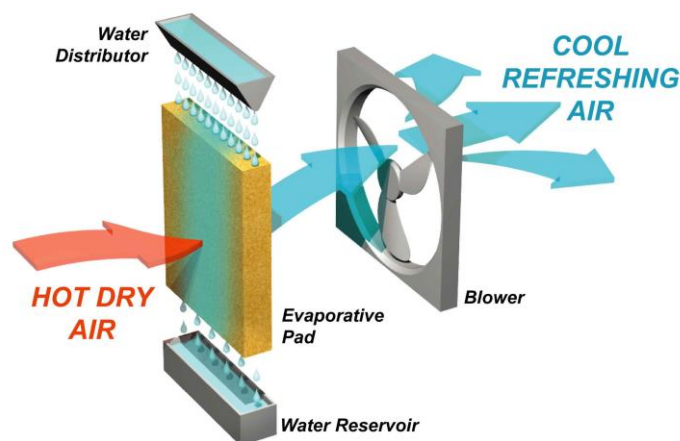


Figura 1: Funcionamento ilustrativo de um painel evaporativo direto (Richmueller, 2012).

A corrente do ar húmido é admitida no equipamento e é arrefecida pela evaporação da água para o ar, onde ocorre a adição de vapor de água que aumenta o calor latente e a humidade do ar. Pode ser designado por um processo adiabático caso se considere que as perdas de calor para o ambiente sejam desprezáveis, onde o aumento do calor latente é

compensado por uma redução do calor sensível e conseqüentemente a diminuição da temperatura de bolbo seco do ar.

Neste processo só uma pequena parte da água é que é absorvida, e para que se realize a evaporação da água, é necessário uma energia no valor de 2257,1 kJ por kg de água à pressão de 101325 Pa, de calor latente de vaporização, que é obtido pela cedência de calor sensível pelo ar (ASHRAE, 2007).

O arrefecimento evaporativo além de conseguir arrefecer e humidificar o ar, tem como principal vantagem a renovação do ar, o que promove a qualidade do ar interior. Uma baixa humidade relativa e elevada temperatura do ar exterior, favorecem a eficiência deste processo, devido ao ar conseguir absorver uma maior quantidade de água. Já uma elevada humidade relativa exterior, prejudica a capacidade de arrefecimento, pois a absorção de água por parte do ar é limitada (Carrossi, 2006).

A quantidade de água que é evaporada é repostada através de uma válvula flutuante ou electroválvula, com interruptor flutuante num reservatório juntamente com o excesso de água que não é absorvida pelo ar. Neste reservatório, a água é recirculada novamente para os atomizadores, através de uma bomba de água, o que é recomendável o uso de água potável e filtros, para que os atomizadores constituintes do sistema de vaporização não sejam obstruídos pelo excesso de minerais (ASHRAE, 2007).

O processo do arrefecimento evaporativo direto também pode ser traduzido por um diagrama psicrométrico (Figura 2), onde se pode verificar que a temperatura de bolbo húmido e a entalpia são aproximadamente constantes, o que se assume que a temperatura de bolbo húmido não se altera ao longo do arrefecimento evaporativo direto.

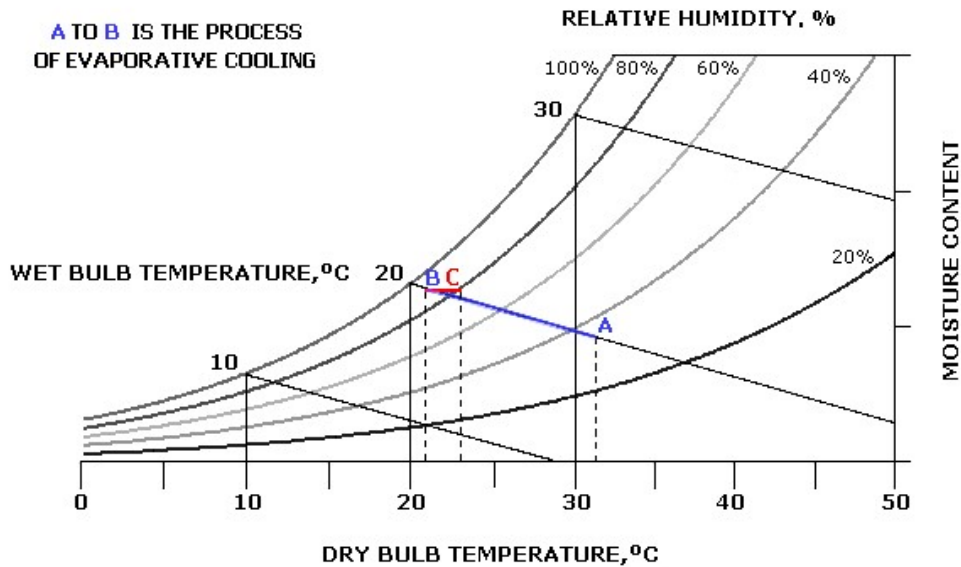


Figura 2: Representação do processo de arrefecimento evaporativo direto num diagrama psicrométrico (COOL BREEZE AIR CONDITIONING, 2014).

Os sistemas de arrefecimento evaporativo direto são aplicáveis em regiões com o clima quente e seco. No caso de climas quentes e húmidos, onde a humidade relativa é alta deve-se ter atenção sobre o desempenho destes sistemas, não sendo geralmente aplicável na forma direta (Camargo J. R., 2003-2004)

2.2.2. Arrefecimento evaporativo indireto

O uso do arrefecimento evaporativo direto em climas quentes e húmidos não é aconselhável, e nestas circunstâncias utiliza-se o método indireto. Este método introduziu um avanço na tecnologia do arrefecimento evaporativo de ar, pois o ar ambiente/exterior seco é “encaminhado” por canais e mantido separado do ar húmido (Camargo J. R., 2003-2004).

Sistemas de arrefecimento evaporativo indireto poupam entre 60 a 75% do custo total de operação, quando comparado ao da refrigeração mecânica, para produzir o mesmo efeito de arrefecimento. Podem-se observar dois tipos de sistemas de arrefecimento evaporativo indireto, por placa (Figura 3.a) e por tubo (Figura 3.b) (ASHRAE, 2007).

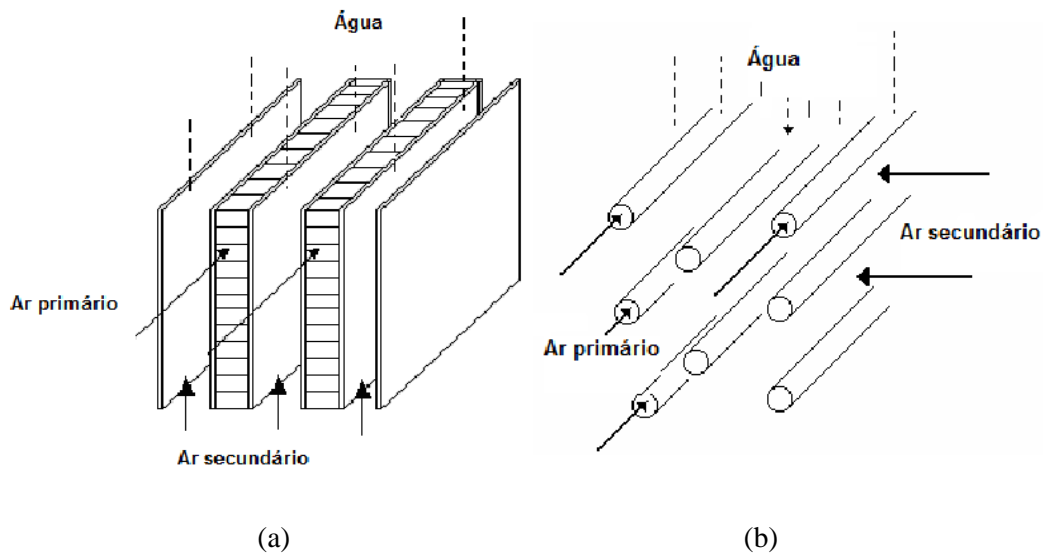


Figura 3: Arrefecimento evaporativo indireto por placa (a) e tubo (b) (Camargo J. R., 2003-2004).

Neste processo, o ar que será utilizado para controlar o ambiente interior (ar primário) transfere calor, ou para uma corrente de ar secundária ou para um líquido, que foram arrefecidos por um processo evaporativo. Consequentemente, a entalpia do ar do lado seco é reduzida com a redução adiabática da temperatura do arrefecimento evaporativo direto.

Estes equipamentos são mais eficientes em regiões de clima seco e temperado (Camargo J. R., 2003-2004). Pode-se verificar no diagrama psicrométrico o desenvolvimento do processo de arrefecimento evaporativo indireto (Figura 4).

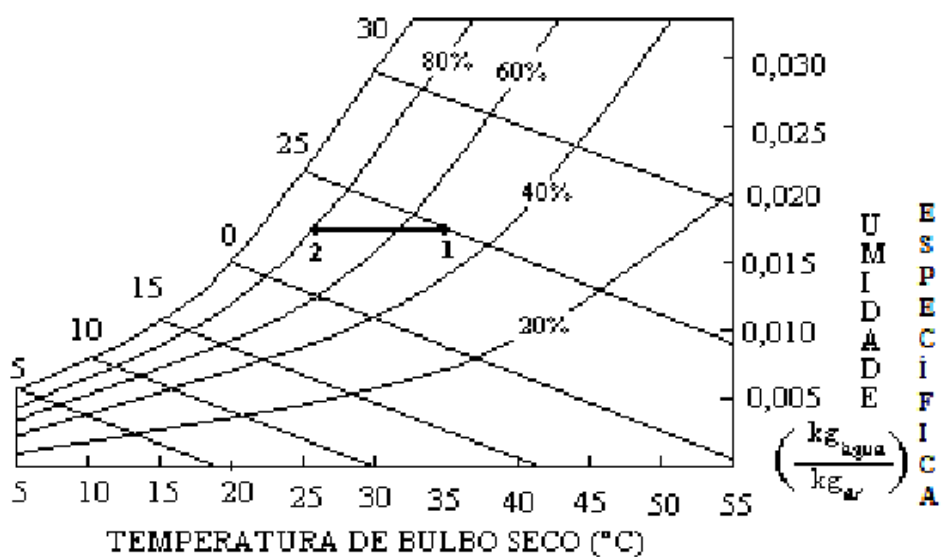


Figura 4: Representação do processo de arrefecimento evaporativo indireto num diagrama psicrométrico (Rosa, 2009).

2.2.3. Arrefecimento evaporativo direto e indireto

Em regiões onde o aumento da humidade relativa é indesejável, Camargo utiliza o uso de sistemas combinados que envolvam ambos os princípios de arrefecimento direto e indireto podem ser utilizados para aumentar a eficiência de arrefecimento, sem que a humidade seja agregada ao ambiente. Nestas situações, utiliza-se o arrefecimento evaporativo direto para arrefecimento do ar ou de água que serão utilizados como fluido refrigerante de permutador ar – ar ou ar – água (Camargo J. R., 2003-2004).

A Figura 5 representa um equipamento de arrefecimento evaporativo com duas fases (indireto/direto). Onde a primeiro estágio corresponde ao processo indireto e o segundo ao direto.

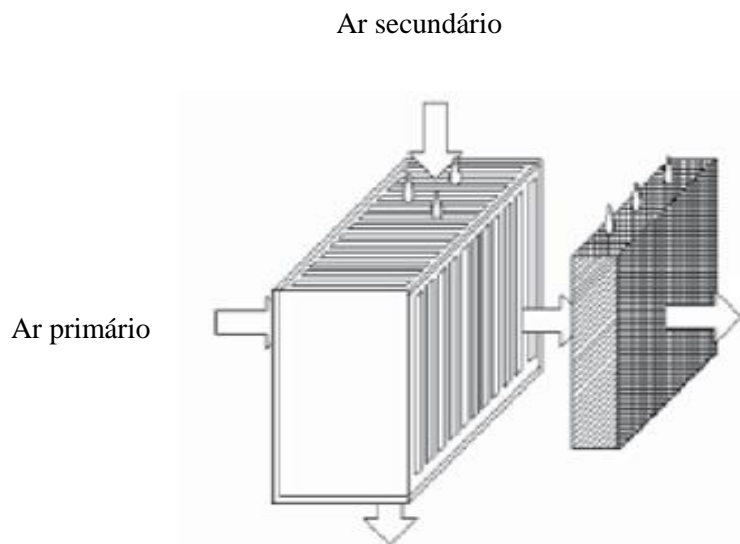


Figura 5: Sistema com arrefecimento evaporativo indireto e direto (Camargo J. R., 2003-2004).

A Figura 6 apresenta uma evolução do processo no diagrama psicrométrico. O primeiro estágio corresponde ao processo de arrefecimento evaporativo indireto, onde o processo ocorre a uma linha de humidade específica constante, e o segundo estágio, corresponde ao processo de arrefecimento evaporativo direto, onde o processo segue uma linha de temperatura de bolbo húmido constante (ASHRAE, 2008).

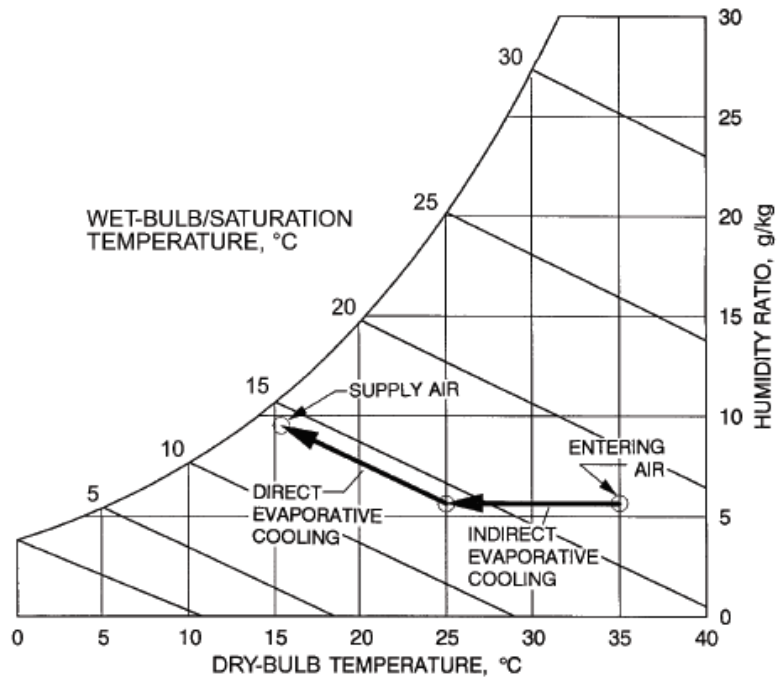


Figura 6: Representação do processo combinado de arrefecimento evaporativo indireto e direto num diagrama psicrométrico (ASHRAE, 2008)

Quando o arrefecimento evaporativo não é suficiente para atingir a condição desejada, existe a possibilidade de utilização de um estágio auxiliar, com o arrefecimento mecânico por sistema convencional ou água fria (arrefecimento de apoio) (Camargo J. R., 2003-2004).

A Figura 7 representa, esquematicamente, um exemplo de um equipamento com componentes de um arrefecimento evaporativo de 3 estágios (indireto/apoio/direto) onde a serpentina do arrefecimento de apoio (auxiliar) está colocada antes da unidade direta (processo 1-2-3-4-5).

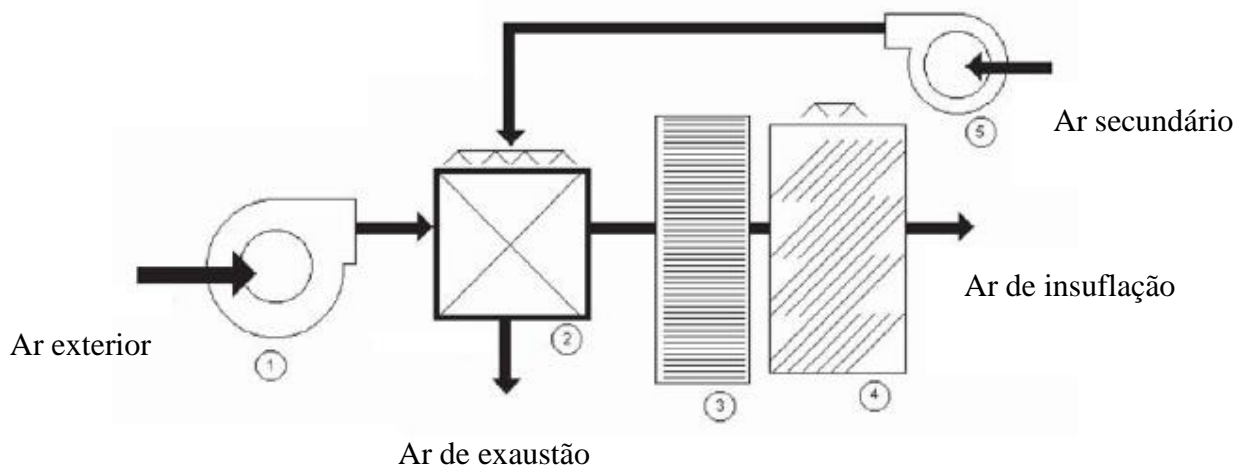


Figura 7: Esquema de um equipamento com 3 estágios. (1) Ventilador de ar primário; (2) Arrefecedor evaporativo indireto; (3) Serpentina de arrefecedor auxiliar; (4) Arrefecedor evaporativo direto; (5) Ventilador de ar secundário (Camargo J. R., 2003-2004).

O processo de 1-2 é realizado num arrefecedor evaporativo indireto, onde não ocorre humidificação, e em que a humidade absoluta permanece constante. Os processos 2-3 e 4-5 são realizados numa unidade de arrefecimento evaporativo direto, o qual acontece em entalpia constante. O processo 3-4 representa o arrefecedor de apoio.

2.3. Noções termodinâmicas e psicrométricas

No estudo em questão, existe a necessidade da descrição/clarificação de alguns conceitos de termodinâmica e psicrometria.

Como já foi indicado, no processo de arrefecimento evaporativo ocorrem dois tipos de calor que são de extrema importância, o calor latente que está relacionado com a mudança de fase entre líquidos, gases e sólidos, e o calor sensível o qual está relacionado com as mudanças de temperatura, sem qualquer alteração em fase.

Se for adicionado energia suficiente às moléculas de um sólido ou líquido para quebrar essas forças moleculares o sistema transforma-se num gás. Este processo é designado por mudança de fase, e a energia interna associada a esta mudança é denominada por energia latente ou calor latente. O calor latente pode ser proveniente da humidade emitida pelas

pessoas através da respiração e transpiração, e por todas as fontes geradas de vapor (Çengel, 2010).

A energia sensível ou calor sensível é definido como a energia necessária para aumentar a temperatura em um grau de uma unidade de massa de uma dada substância, sem que haja variação do estado físico (Çengel, 2010).

O ar atmosférico pode ser considerado como uma mistura de substâncias puras (ar seco), vapor de água e outras substâncias, onde a percentagem de vapor de água presente no ar é baixo relativamente ao ar seco e as outras substâncias, são quase insignificantes (ASHRAE, 2009).

O ar seco é uma mistura de gases cuja composição pode variar ligeiramente com a localização geográfica, contudo predominam o azoto (N_2) e o oxigénio (O_2). Nestas condições utilizam-se normalmente o ar seco como uma mistura fixa, designada por ar padrão, com características bem definidas para o nível do mar (1 atmosfera) e peso molecular de 28,9645 g/mol (ASHRAE, 2009).

A quantidade de vapor presente no ar, varia em função das condições climáticas das diferentes regiões do planeta, nomeadamente de acordo com os níveis de evapotranspiração e precipitação. A quantidade e proporção de vapor de água no ar podem ser expressas de várias formas, tais como: em humidade absoluta, em humidade relativa e em pressão de vapor (Romero, 2000).

Algumas propriedades termodinâmicas são importantes para o estudo das condições atmosféricas e climatização de ambientes, pois caracterizam a influência da quantidade de vapor de água no ar. Essas propriedades são nomeadamente a temperatura de bolbo seco; temperatura de bolbo húmido; temperatura do ponto de orvalho; humidade absoluta; humidade relativa; e entalpia específica.

A temperatura de bolbo seco é a temperatura do ar, indicada por um termómetro normal exposto ao ar, mas protegido da radiação e humidade. Esta temperatura é um indicador do conteúdo de calor e é mostrado ao longo do eixo inferior de um diagrama psicrométrico (The Engineering ToolBox, 2014).

A temperatura de bolbo húmido de uma mistura diz respeito à temperatura indicada por um termómetro coberto por um pedaço de pano saturado com líquido, depois de o conjunto

(termómetro + pano) ter atingido equilíbrio evaporativo com a mistura. Esta temperatura é sempre inferior à temperatura de bolbo seco, contudo quando o ar está com 100% de humidade relativa, a temperatura de bolbo húmido é igual à temperatura de bolbo seco (Macau, 2009).

A temperatura do ponto de orvalho de uma mistura é a temperatura a partir da qual o vapor começa a condensar quando a mistura é arrefecida a pressão constante. Pode-se relacionar a temperatura do ponto de orvalho com a temperatura de bolbo seco. Se as duas temperaturas estiverem próximas, a humidade relativa é alta e se a temperatura do ponto de orvalho for bastante inferior à temperatura de bolbo seco a humidade relativa é baixa (Macau, 2009).

A humidade é a quantidade de vapor de água presente no ar. A humidade absoluta é a massa real de vapor de água presente na mistura de vapor de água do ar saturação (The Engineering ToolBox, 2014).

A humidade relativa é definida como a relação entre a pressão parcial e a pressão de saturação (pressão a que o vapor muda para a fase líquida), à temperatura T considerada. Apresentada em percentagem que varia 0, para o ar seco, até 100% para o ar saturado, indica a relação entre a pressão parcial do vapor e a sua pressão de saturação (The Engineering ToolBox, 2014).

Se uma transformação ocorre apenas através da transferência de energia térmica, pela primeira lei da termodinâmica, pode-se obter a variação da entalpia como sendo igual à variação de calor adicionado/removido. Como o ar atmosférico é uma mistura de dois gases, a sua entalpia é o resultado das massas que os constituem e das respetivas entalpias (Silva J. G., 2003).

As variáveis psicrométricas indicadas anteriormente podem ser representadas graficamente em diagramas. O diagrama psicrométrico é bastante útil em situações que não seja necessário um alto nível de precisão, onde se obtêm facilmente as propriedades fundamentais através da análise do mesmo. A Figura 8 apresenta a representação esquemática do diagrama psicrométrico na qual se encontram indicadas as variáveis que caracterizam o ar húmido (ASHRAE, Psychrometrics, 2009).

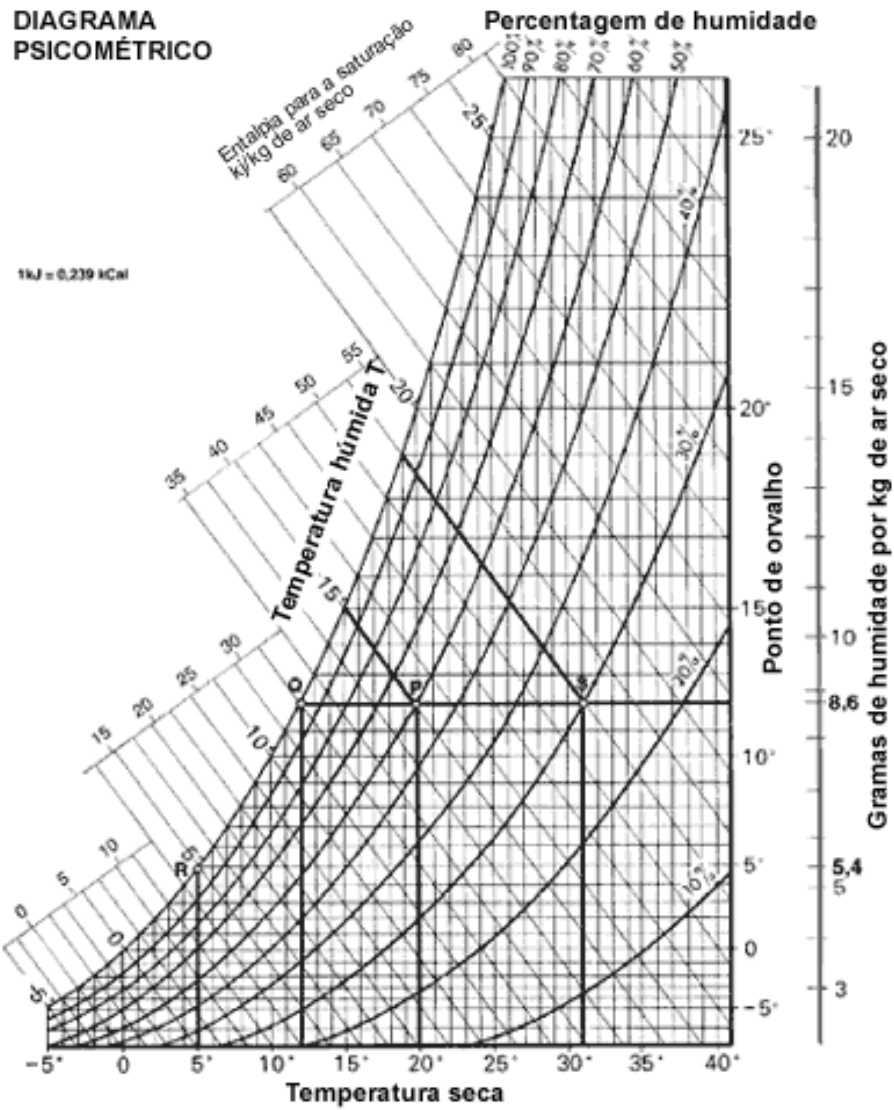


Figura 8: Representação esquemática do diagrama psicrométrico (Soler & Palau, S.A., 2014).

3. Modelação matemática do arrefecedor evaporativo

3.1. Introdução

De modo a representar o comportamento de um equipamento que utiliza o arrefecimento evaporativo, foi criado um modelo matemático baseado em equações que representam os fenómenos físicos que ocorrem na máquina real. Estas equações são apresentadas neste capítulo, e tiveram como base o cálculo de transferência de calor e massa, e o balanço de massa e energia na corrente de ar que atravessa o painel evaporativo.

Para simplificar a análise da transferência de calor e massa, considerou-se que o ar seco e o vapor de água têm um comportamento de gás ideal, o ar é uma mistura de dois gases (ar seco e vapor de água), designado por ar húmido, considera-se um processo adiabático, ou seja, as perdas de calor para o ambiente são desprezáveis. O processo acontece em regime permanente, as variações de energia cinética e potencial são negligenciáveis, e a água do sistema é continuamente recirculada. Assim a sua temperatura é considerada próxima da temperatura de bolbo húmido do ar ambiente.

O modelo matemático será implementado no *software* de simulação *Engineering Equation Solver* (EES, versão 8, 2011).

Além das principais equações de modelação do equipamento, serão necessários os cálculos de alguns coeficientes da mistura do ar húmido, do ar seco e do vapor de água.

3.2. Software Engineering Equation Solver (EES)

Engineering Equation Solver (EES) é um software comercial utilizado para a resolução de problemas de sistemas de equações algébricas não-lineares e equações diferenciais em simultâneo. Foi desenvolvido por dois professores, Dr. William Beckman e Dr. Sanford Kein, ambos da Universidade de Wisconsin, e comercializado pela empresa F-Chart Software (F-Chart).

O programa inclui tabelas paramétricas que permitem ao utilizador comparar um número de variáveis, também pode ser usado para resolver integrais, tanto em comando de código como em tabelas. Pode minimizar ou maximizar uma variável escolhida como função de otimização, fornecer análises de incerteza, resolver regressão linear e não linear, converter unidades, verificar a consistência de unidade e gerar gráficos com qualidade de publicação.

O EES fornece muitas funções úteis e equações para a resolução de problemas de termodinâmica e transferência de calor, tornando-se um programa útil e amplamente utilizado por especialistas da área.

Uma característica importante de estratégia é a base de dados de alta precisão termodinâmica e de transporte de propriedade que é fornecida para centenas de substâncias de uma maneira que permite que ele seja utilizado com a equação de capacidade de resolução.

3.3. Modelo matemático

3.3.1. Propriedades

3.3.1.1. Ar Seco

A pressão parcial do ar seco, poderá ser calculada a partir da soma das pressões parciais de cada substância presente na mistura, e é dada por:

$$P = P_a + P_v \text{ [kPa]}. \quad (1)$$

Onde,

P Pressão à qual se encontra o ar húmido em kPa.

P_a Pressão parcial do ar seco em kPa.

P_v Pressão parcial do vapor de água em kPa.

Tratando o vapor de água e o ar seco como gases ideais, e constatando que a pressão total é a soma das pressões do vapor e do ar seco, as massas volúmicas do vapor de água, do ar seco e da mistura na interface ar-água, pode ser calculada pela equação dos gases perfeitos (Çengel, 2010):

$$\rho_a = \frac{P_a}{R_a \times T} \text{ [kg/m}^3\text{]}. \quad (2)$$

Onde,

ρ_a Massa volúmica do ar seco em kg/m³.

R_a Constante de gás ideal para o ar seco é 0,2869 kPa.m³/kg.

T Temperatura do ar húmido em K.

O caudal mássico do ar seco é dado pela diferença entre o caudal mássico do ar húmido e o caudal mássico do vapor de água, ou pela multiplicação do caudal volúmico do ar pela massa volúmica do ar seco,

$$\dot{m}_a = \dot{m} - \dot{m}_v \text{ [m}^3\text{/s]}. \quad (3)$$

$$\dot{m}_a = \dot{V} \times \rho_a \text{ [m}^3\text{/s]}. \quad (4)$$

Onde,

\dot{m}_a	Caudal mássico do ar seco em m ³ /s,
\dot{m}	Caudal mássico do ar húmido em m ³ /s.
\dot{m}_v	Caudal mássico do vapor de água em m ³ /s.
\dot{V}	Caudal volúmico do ar húmido em kg/s.

Na gama de temperaturas em que normalmente operam os processos de climatização (de -10°C a 50°C), a entalpia e a variação da entalpia dependem apenas do valor da temperatura do ar húmido ou da sua variação e o calor específico é assumido constante (ASHRAE, Psychrometrics, 2009),

$$h_a \cong 1.006 \times T \text{ [kJ/kg}_{\text{ar seco}}\text{]}. \quad (5)$$

Onde,

h_a	Entalpia do ar seco em kJ/kg _{ar seco} .
-------	---

3.3.1.2. Vapor de água

O valor da pressão parcial do vapor de água é obtido através do produto entre a humidade relativa e a pressão de saturação do vapor de água (ASHRAE, Psychometrics, 2009),

$$\phi = \frac{P_v}{P_{v_sat}} [\%]. \quad (6)$$

Onde,

ϕ Humidade relativa, varia entre 0 e 100%.

P_{v_sat} Pressão de saturação da água à mesma temperatura em kPa.

O cálculo da massa volúmica do vapor de água é efetuado pelo mesmo procedimento da equação 2, ou seja,

$$\rho_v = \frac{P_v}{R_v \times T} [\text{kg/m}^3]. \quad (7)$$

Onde,

ρ_v Massa volúmica do vapor de água em kg/m^3 .

R_v Constante de gás ideal para o vapor de água é $0,4615 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}$.

O caudal mássico do vapor de água é igualmente calculado pela equação 3, ou pelo produto do caudal mássico do ar seco pela humidade absoluta, ou então pela multiplicação do caudal volúmico do ar húmido pela massa volúmica do vapor de água,

$$\dot{m}_v = \dot{m} - \dot{m}_a [\text{m}^3/\text{s}]. \quad (8)$$

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a \times \omega [\text{m}^3/\text{s}]. \quad (9)$$

$$\dot{m}_v = \dot{V} \times \rho_v [\text{m}^3/\text{s}]. \quad (10)$$

Onde,

ω Humidade absoluta do ar húmido em $\text{kg}_{\text{vapor água}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$.

Considerando a entalpia do vapor de água a 0°C, aproximadamente igual a 2501 kJ/kg e o valor do seu calor específico à mesma temperatura de 1,86 kJ/kg°C, a entalpia do vapor de água pode ser, aproximadamente, determinada pela seguinte equação (ASHRAE, Psychrometrics, 2009):

$$h_v = 2501 + 1,86 \times T \text{ [kJ/kg}_{\text{vapor de água}}]. \quad (11)$$

Onde,

h_v Entalpia do vapor de água em kJ/kg_{vapor de água}.

3.3.1.3. Ar húmido

O valor da massa volúmica do ar húmido é dado pela soma da massa volúmica do ar seco e da massa volúmica do vapor de água, ou seja,

$$\rho = \rho_v + \rho_a \text{ [kg/m}^3]. \quad (12)$$

Onde,

ρ Massa volúmica do ar húmido em kg/m³.

O caudal mássico do ar húmido é obtido pelo produto do caudal volúmico do ar húmido pela massa volúmica do vapor de água ou pela soma entre o caudal mássico do ar seco e o caudal mássico do vapor de água,

$$\dot{m} = \dot{V} \times \rho \text{ [m}^3/\text{s]}. \quad (13)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_v + \dot{m}_a \text{ [m}^3/\text{s]}. \quad (14)$$

A quantidade de vapor de água contida no ar pode ser traduzida pela relação direta entre a massa de vapor de água e a massa de ar seco presentes numa dada quantidade de ar

húmido, essa relação traduz a fração mássica de vapor de água contida no ar seco e designa-se por humidade absoluta ou específica, definida por (ASHRAE, Psychrometrics, 2009):

$$\omega = 0,622 \times \frac{P_v}{P - P_v} [\text{kg}_{\text{vapor água}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}]. \quad (15)$$

A entalpia da mistura de gases perfeitos é igual à soma das entalpias parciais de cada substância, portanto, a entalpia do ar húmido pode ser calculada a partir de (ASHRAE, Psychrometrics, 2009):

$$h = h_a + \omega \times h_v [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{ar seco}}]. \quad (16)$$

Onde,

h Entalpia do ar húmido em $\text{kJ}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$.

3.3.2. Balanço de massa

Considerando dois pontos onde ocorre a transferência de calor e massa (Figura 9), pode-se expressar os balanços.

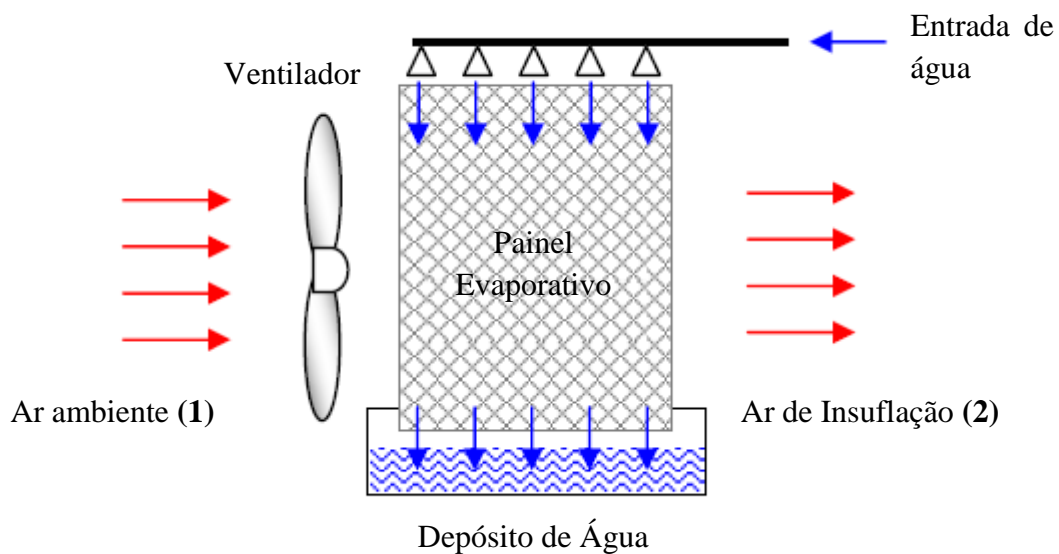


Figura 9: Representação do painel evaporativo do arrefecedor (Pimenta & Castro, 2004).

O ar seco presente na mistura é constante na entrada e na saída do “arrefecedor evaporativo”, ou seja, o balanço do ar seco é dado por:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \text{ [m}^3\text{/s]}. \quad (17)$$

Onde,

\dot{m}_a Caudal mássico do ar seco em m³/s.

\dot{m}_{a1} e \dot{m}_{a2} Caudal mássico do ar seco à entrada e saída do aparelho, respetivamente em m³/s.

O balanço do vapor de água presente na mistura pode ser calculado a partir da diferença entre o caudal mássico de vapor de água na entrada e o caudal mássico de vapor de água na saída, ou então pelo produto da diferença entre as humidades absolutas do ar húmido à entrada e saída do aparelho,

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1} \text{ [m}^3\text{/s]}. \quad (18)$$

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) \text{ [m}^3\text{/s]}. \quad (19)$$

Onde,

\dot{m}_e Caudal mássico de vapor de água evaporado em m³/s.

\dot{m}_{v1} e \dot{m}_{v2} Caudal mássico do vapor de água à entrada e saída do aparelho, respetivamente em m³/s.

ω_1 e ω_2 Humidade absoluta do ar húmido à entrada e saída do aparelho, respetivamente em kg_{vapor água}/kg_{ar seco}.

3.3.3. Balanço de energia

A taxa de transferência de calor é obtida através da aplicação da 1ª lei da termodinâmica,

$$\dot{m}_a \times h_{a1} + \dot{m}_{v1} \times h_{v1} + \dot{m}_e \times h_{vwb} = \dot{m}_a \times h_{a2} + \dot{m}_{v2} \times h_{v2} + \dot{q}. \quad (20)$$

$$\dot{q} = \dot{m}_a \times (h_{a1} - h_{a2}) + \dot{m}_a \times (\omega_1 h_{v1} - \omega_2 h_{v2}) + \dot{m}_a \times (\omega_2 - \omega_1) \times h_{vwb}. \quad (21)$$

Onde,

\dot{q} Taxa de transferência de calor em W.

h_{a1} e h_{a2} Entalpia do ar seco à entrada e saída do aparelho, respetivamente em kJ/kg_{ar seco}.

h_{v1} e h_{v2} Entalpia do vapor de água à entrada e saída do aparelho, respetivamente em kJ/kg_{vapor de água}.

h_{vwb} Entalpia do vapor de água na temperatura de bolbo húmido em kJ/kg_{ar seco}.

3.3.4. Taxa de transferência de calor

O arrefecimento evaporativo consiste fundamentalmente num permutador de transferência de calor de superfície húmida em corrente cruzada. Pode fazer-se uma análise baseada na teoria sobre permutadores de calor, onde é aplicada as diferenças médias logarítmicas de temperatura (Figura 10) e massa volúmica (Figura 11) como no método da LMTD (*Log Mean Difference Temperature*) (Pimenta & Castro, 2004).

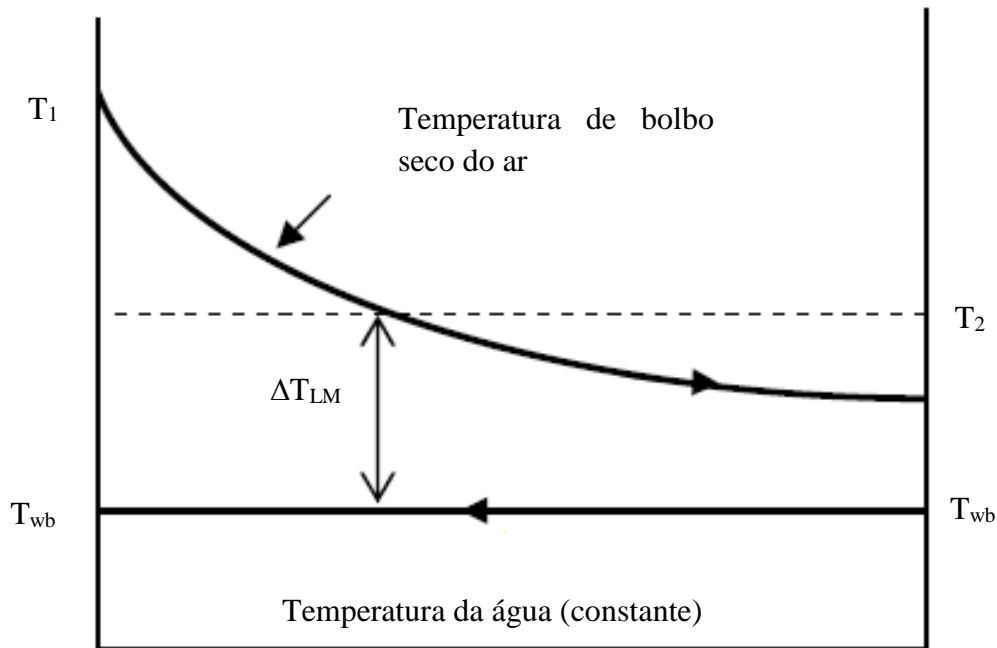


Figura 10: Interação entre as temperaturas do ar e água na transferência de calor (Pimenta & Castro, 2004).

A taxa de transferência de calor entre o ar e a água pode ser obtido por:

$$\dot{q} = h_H \times A_S \times \Delta T_{LM}. \quad (22)$$

Onde,

h_H Coeficiente de transferência de calor em W/m^2K .

A_S Área da superfície húmida do painel em m^2 .

ΔT_{LM} Média logarítmica das diferenças de temperaturas entre o ar e a superfície húmida em K.

A média logarítmica das diferenças de temperaturas entre o ar e a superfície húmida pode ser calculada,

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{T_2 - T_{wb}}{T_1 - T_{wb}}\right)}. \quad (23)$$

Onde,

T_2 Temperatura do ar húmido à saída do aparelho em K.

T_1 Temperatura do ar húmido à entrada do aparelho em K.

T_{wb} Temperatura de bolbo húmido do ar húmido em K.

O coeficiente de transferência de calor é obtido pelas correlações apresentadas por Dowdy e Karabash em 1987 (Dowdy & Karabash, 1987),

$$Nu = 0,10 \times \left(\frac{L_e}{L}\right)^{0,12} \times Re^{0,8} \times Pr^{\frac{1}{3}}. \quad (24)$$

Onde,

Nu Número de Nusselt.

L_e Comprimento característico em m.

L Espessura do painel em m.

Re Número de Reynolds.

Pr Número de Prandtl.

O número de Nusselt é obtido,

$$Nu = \frac{h_H L_e}{k_m}. \quad (25)$$

Onde,

k_m Condutividade térmica da mistura ar-vapor de água¹ em W/mK.

O número de Reynolds é calculado por,

$$Re = \frac{\rho_m \times V_{med} \times L_e}{\mu_m} = \frac{V_{med} \times L_e}{\nu_m}. \quad (26)$$

Onde,

ρ_m Massa volúmica da mistura ar-vapor de água em kg/m³.

V_{med} Velocidade média do escoamento em m/s.

μ_m Viscosidade dinâmica da mistura ar-vapor de água em kg/ms.

ν_m Viscosidade cinemática da mistura ar-vapor de água em m²/s.

O número de Prandtl,

$$Pr = \frac{\nu_m}{\alpha} = \frac{c_p \times \mu_m}{k_m}. \quad (27)$$

Onde,

α Taxa de difusividade térmica em m²/s.

c_{p_m} Capacidade térmica da mistura ar-vapor de água em J/(kgK).

¹ Propriedades do ar seco para a mistura na temperatura média de $(T_1 - T_{wb})/2$

De acordo com Dowdy e Karabash (1987) o cálculo da área da superfície húmida do painel é efetuado a partir de,

$$\frac{A_s}{A} = A''' \times L. \quad (28)$$

Onde,

A Área do painel evaporativo em m^2 .

A''' Área de superfície húmida por metro cubico de volume, onde na experiência de Dowdy e Karabash obtiveram o valor de $350,8 m^2/m^3$.

O comprimento característico é,

$$L_e = \frac{V_m}{A'''}. \quad (29)$$

Onde,

V_m Volume do painel, considerado $1 m^3$.

3.3.5. Taxa de transferência de massa

O cálculo da taxa de transferência de massa sofre o mesmo procedimento do cálculo da taxa de transferência de calor, utilizando o mesmo método da LMTD. A análise é aplicada nas diferenças médias logarítmicas de massa volúmica (Figura 11) (Pimenta & Castro, 2004).

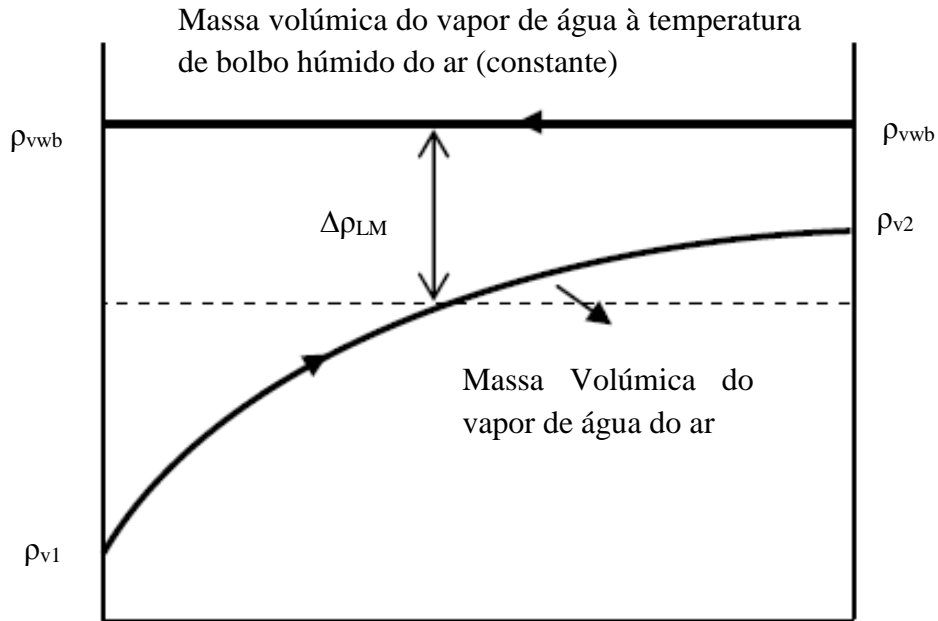


Figura 11: Interação entre as temperaturas do ar e água na transferência de massa (Pimenta & Castro, 2004).

A taxa de transferência de massa na forma de vapor de água é dado por,

$$\dot{m}_e = h_M \times A_s \times \Delta\rho_{LM}. \quad (30)$$

Onde,

h_M Coeficiente de transferência de massa em m/s.

$\Delta\rho_{LM}$ Média logarítmica das diferenças de massa volúmica do vapor de água presente no ar, em kg/m³.

A média logarítmica das diferenças de massa volúmica do vapor de água presente no ar é dada por,

$$\Delta\rho_{LM} = \frac{(\rho_{v1} - \rho_{v2})}{\ln \left(\frac{\rho_{vwb} - \rho_{v2}}{\rho_{vwb} - \rho_{v1}} \right)}. \quad (31)$$

Onde,

ρ_{v1} Massa volúmica do vapor de água à entrada do aparelho em kg/m³.

ρ_{v2} Massa volúmica do vapor de água à saída do aparelho em kg/m³.

ρ_{vwb} Massa volúmica do vapor de água na temperatura de bolbo húmido do ar em kg/m³.

O coeficiente de transferência de massa é obtido pelas correlações apresentadas por Dowdy e Karabash em 1987,

$$Sh = 0,08 \times \left(\frac{L_e}{L} \right)^{0,12} \times Re^{0,8} \times Sc^{\frac{1}{3}}. \quad (32)$$

Onde,

Sh Número de Sherwood.

Sc Número de Schmidt.

O número de Sherwood é calculado por,

$$Sh = \frac{h_M \times L_e}{D_{AB}}. \quad (33)$$

Onde,

D_{AB} Difusividade de massa em m²/s.

O número de Schmidt,

$$Sc = \frac{v_m}{D_{AB}}. \quad (34)$$

A difusão de vapor de água na atmosfera foi estudado por Marreno e Mason em 1972, onde propuseram uma fórmula para o cálculo do coeficiente de difusão (Çengel, 2010),

$$D_{AB} = 1,87 \times 10^{-10} \times \frac{T_m^{2,072}}{P_m}. \quad (35)$$

Onde,

T_m Temperatura da mistura ar-vapor de água em K.

P_m Pressão total em atm.

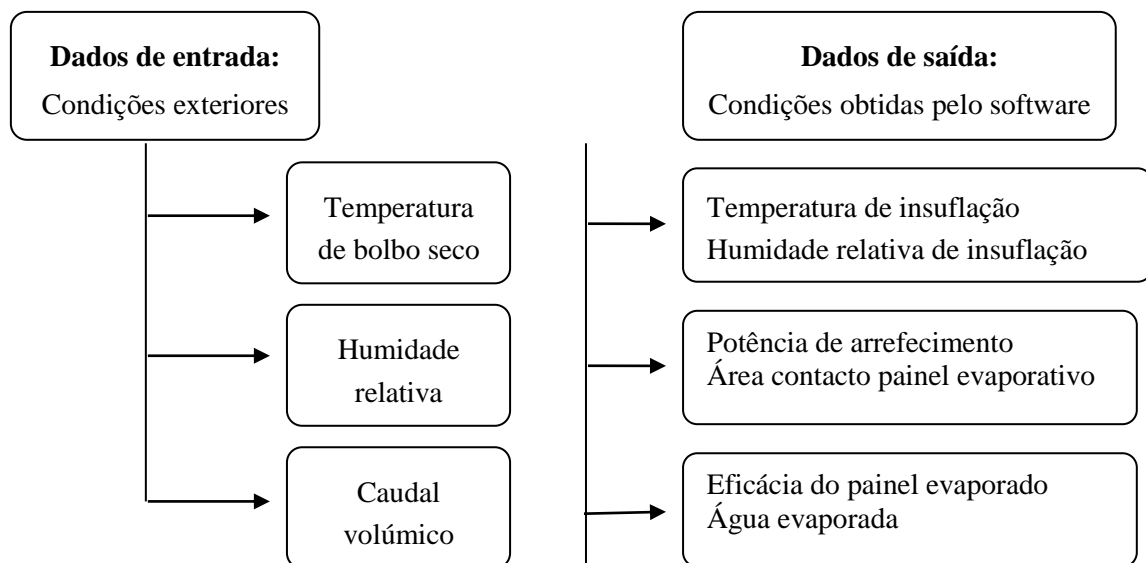
3.4. Software de dimensionamento do Arrefecedor Evaporativo

Para uma melhor interpretação das equações matemáticas envolvidas na modelação do arrefecedor evaporativo criou-se um “software” no EES que simplifica as necessidades de cálculo para o utilizador.

O software engloba todas as equações que foram apresentadas nos pontos anteriores, tais como:

- As propriedades do ar;
- O balanço de massa;
- O balanço de energia;
- As taxas de transferência de calor;
- As taxas de transferência de massa;
- As características do arrefecedor evaporativo;
- As características do painel evaporativo;
- As características do ventilador (curva de funcionamento);
- As características da eletrobomba de água;

O software foi modelado para que o utilizador indique como dados de input quais as condições ambientais do local que será instalado o arrefecedor evaporativo (temperatura exterior e humidade relativa) e qual o caudal de insuflação pretendido. A Figura 12 apresenta o sistema gráfico do software criado.

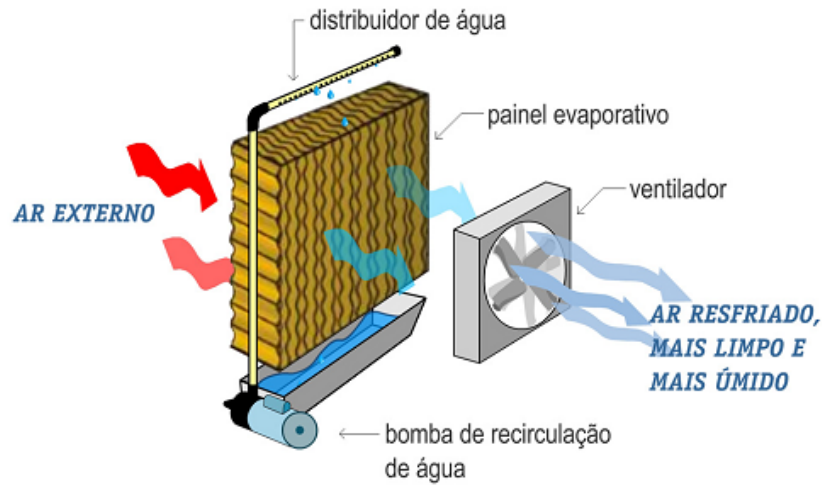


De forma simples e eficiente, é possível obter qualquer informação que o utilizador necessite, ajustando caso a caso o software para revelar os valores pretendidos, tais como:

- A temperatura de insuflação;
- A humidade relativa do ar insuflado;
- A potência de arrefecimento do arrefecedor evaporativo;
- A área de contacto do painel evaporativo;
- A eficácia do painel evaporativo;
- A perda de carga máxima da instalação;
- A água evaporada;
- Entre outras;

Condições Exteriores
TemperaturaExterior = 30 [C]
HumidadeExterior = 35 [%]

Caudal Volúmico pretendido
CaudalVolúmico = 20001 [m ³ /h]



Condições de Insuflação	Dimensões do Arrefecedor	Dimensões do Favo	Outras Informações	<u>Arrefecedor = 3</u>
TemperaturaInsuflação = 22,23 [C] HumidadeInsuflação = 73,46 [%]	AlturaArrefecedor = 2,084 [m] ComprimentoArrefecedor = 2,142 [m] PotênciaHidraulica = 1890	Altura = 1,54 [m] Comprimento = 1,842 [m] Espessura = 0,1 [m] AreaContacto = 398 [m]	EficáciaPainel = 70,92 [%] AguaEvaporada = 70,55 [l/h] PerdaMáxima = 326,3 [Pa] PotênciaArrefecimento = 49039 [W]	AlturaDeposito = 15 [cm] VolumeDeposito = 688,2 [l] PotênciaBombaÁgua = 33,99 [W] PotênciaVentilador = 3000 [W]

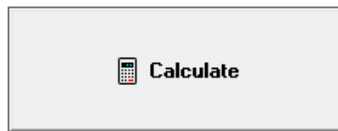


Figura 12: Software criado no EES.

4. Anteprojeto do Arrefecedor Evaporativo

De modo a interpretar o funcionamento/comportamento do arrefecedor evaporativo, criou-se três gamas de arrefecedores evaporativos, a gama baixa, média e alta. O princípio de funcionamento é igual entre elas e diferem-se apenas na área do arrefecedor evaporativo, área frontal do painel evaporativo, e nas características do ventilador e eletrobomba de água.

Inicialmente procedeu-se à escolha do ventilador centrífugo que melhor preenchesse os requisitos de caudal de insuflação pretendido para cada gama. Com as características do ventilador selecionou-se o motor elétrico para o ponto de funcionamento com melhor rendimento.

A partir das dimensões do conjunto ventilador + motor elétrico dimensionou-se o tamanho do arrefecedor evaporativo, do depósito de água e do painel evaporativo.

Os Arrefecedores Evaporativos foram dimensionados para um caudal de insuflação de 5.000 m³/h, de 15.000 m³/h e de 30.000 m³/h, respetivamente para a baixa gama (AE1), média (AE2) e alta (AE3). São constituídos com portas de porta-filtro (as grelhas que

suportam o favo), com distribuidor de água para o painel evaporativo, com um ventilador, depósito e eletrobomba de água.

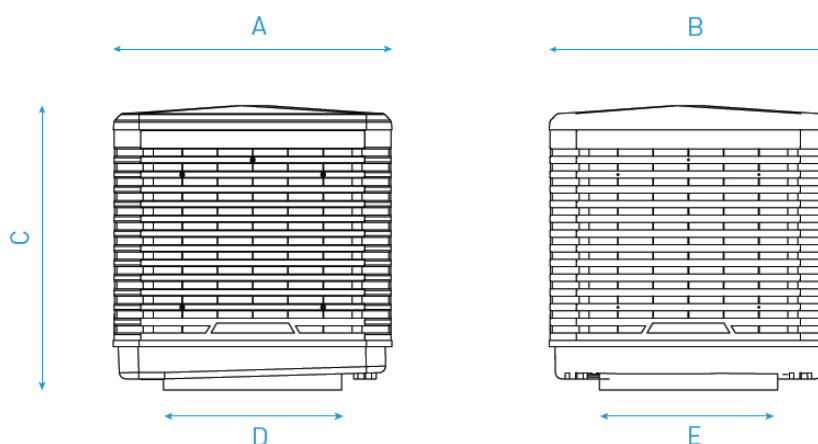


Figura 13: Dimensões do Arrefecedor Evaporativo

	A	B	C	D	E
AE1	1165	1165	1140	560	560
AE2	1485	1485	1458	800	800
AE3	2142	2084	1458	1250	1250

Características da eletrobomba de água:

Optou-se pela eletrobomba de água da marca Joval, Modelo VA 25/130.2 de 55W para o arrefecedor evaporativo de baixa gama e média gama e pela eletrobomba da marca Joval, Modelo VA 35/130.2 de 78 W para o arrefecedor evaporativo de alta gama.

Características do Ventilador:

As medidas do ventilador da baixa gama, média e alta, estão representadas respetivamente pelas figuras 14, 15 e 16. Os ventiladores selecionados são da marca Imofa, modelo HEB de dupla entrada, disponível em <http://www.imofa.co.uk/uploads/downloads/UK-cat-HE.pdf>.

Para o arrefecedor evaporativo de baixa gama, optou-se pelo modelo HEB 450 de dupla entrada. Para o arrefecedor evaporativo de média gama, optou-se pelo modelo HEB 630 de dupla entrada. Para o arrefecedor evaporativo de alta gama, optou-se pelo HEB 1000 de dupla entrada.

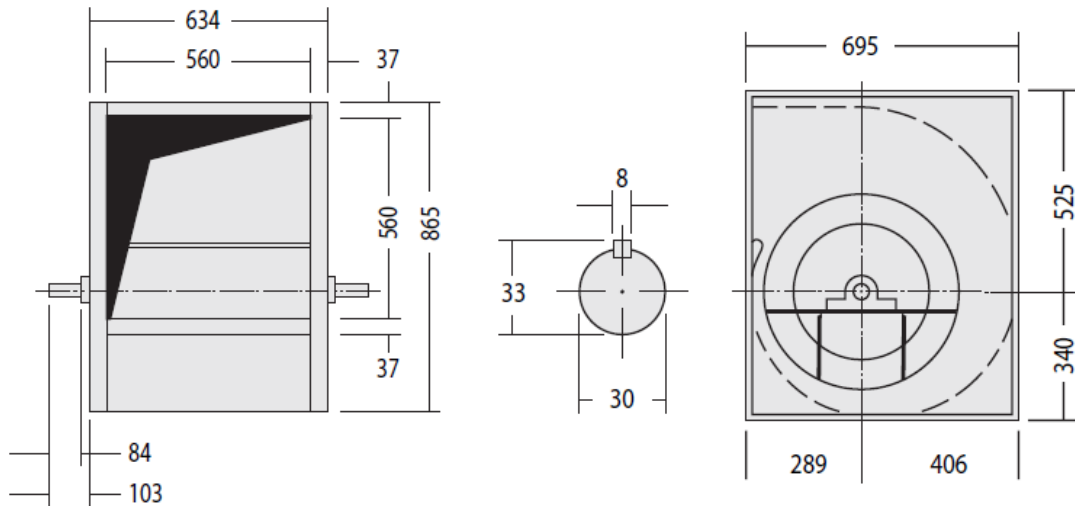


Figura 14: Ventilador centrífugo do arrefecedor evaporativo AE1.

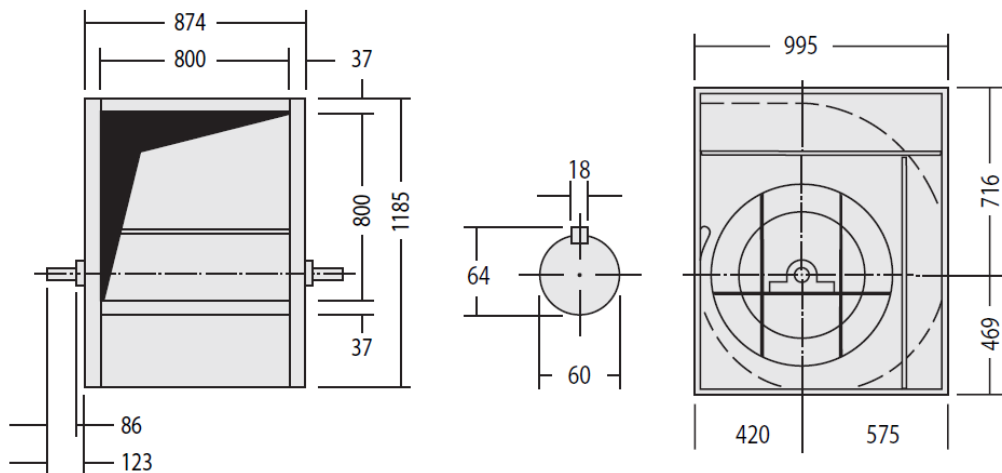


Figura 15: Ventilador centrífugo do arrefecedor evaporativo AE2.

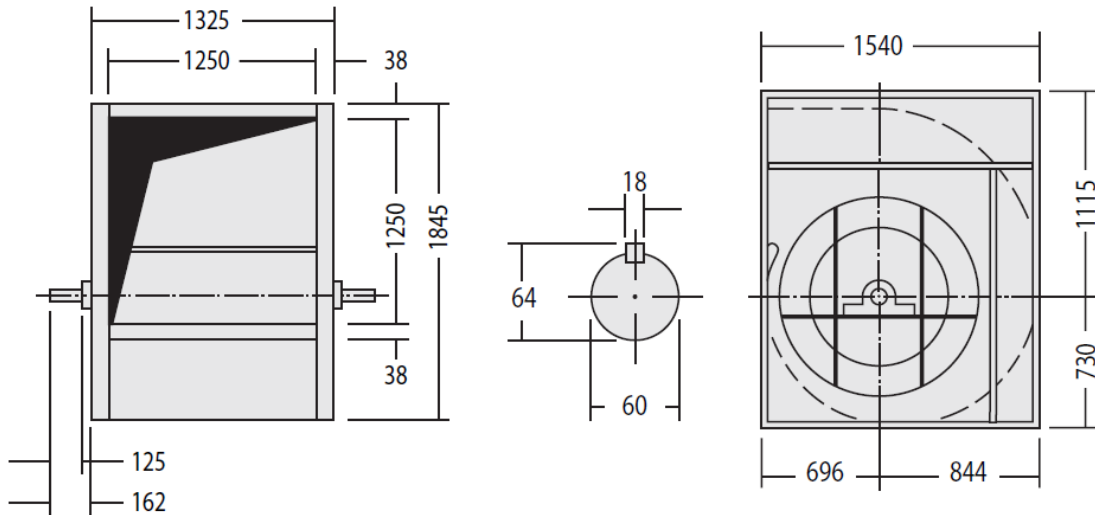


Figura 16: Ventilador centrífugo Marca Imofa Modelo HEB 1000.

Características do Motor elétrico:

Foram selecionados motores trifásicos de indução, com rotor de gaiola da marca WEG, modelo W22 Plus de 0,55 kW, 1,5 kW e 3,0 kW para os arrefecedores evaporativos de gama baixa, média e alta, respetivamente.

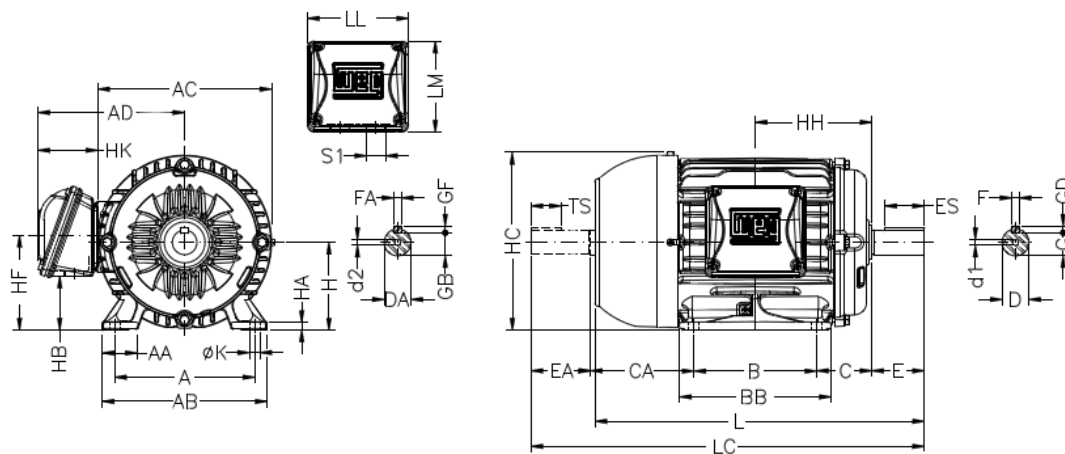


Figura 17: Motor elétrico Marca WEQ Modelo W22 Plus

Tabela 1: Medidas do motor do AE1

	A	AA	AB	AC	AD	B	BB	C	CA	D	E
AE1	112	28,5	132	141	131	90	113,5	45	88	14,6	30
AE2	125	30,5	149	159	140	100	125,5	50	93	19,6	40
AE3	160	40	188	199	169	140	173	63	118	28,6	60
	ES	F	G	GD	DA	EA	TS	FA	GB	GF	H
AE1	18	5	11	5	11,6	23	14	4	8,5	4	71
AE2	28	6	15,5	6	14,6	30	18	5	11	5	80
AE3	45	8	24	7	22,6	50	36	6	18,5	6	100
	HA	HB	HC	HF	HH	HK	K	L	LC	LL	LM
AE1	7	33	145	76	90	59	7	248	276	108,5	99
AE2	8	43,5	163	87	100	59	10	276	313	108,5	99
AE3	10	61,5	205	244	106,4	59	13	296	367	108,5	99

Características do Painel Evaporativo (Favo de celulose):



Figura 18: Painel evaporativo. Retirado de: <http://www.hotairgenerators.com.pt/1exhaust/7-4b.jpg>

Tabela 2: Medidas do painel evaporativo do AE1

	AE1	AE2	AE3
Altura	695	995	1540
Comprimento	865	1185	1842
Espessura	100	100	100
Área de transferência	84360	165400	398000

5. Análise de resultados

5.1. Climas Portugueses

Com o intuito de verificar de forma prática, a aplicabilidade da modelação matemática desenvolvida e com recurso ao EES, decidiu-se dimensionar três gamas de arrefecedores evaporativos, e compará-los entre as diferentes zonas climáticas de Portugal Continental de forma a interpretar e avaliar o seu funcionamento em diferentes condições atmosféricas.

O zonamento climático do País baseia-se na Nomenclatura das Unidades Territoriais para Fins Estatísticos (NUTS) de nível III, cuja composição por municípios tem por base o Decreto-Lei n.º 68/2008 de 14 de abril de 2008, entretanto alterado pelo Decreto-Lei n.º 85/2009, de 3 de abril e pela Lei n.º 21/2010 de 23 de agosto (Decreto-lei n.º 118, 2013).

De acordo com o Decreto-Lei n.º 118/2013, as zonas climáticas de Portugal Continental são definidas em três zonas climáticas de inverno (I1, I2 e I3) e três zonas climáticas de verão (V1, V2 e V3). A figura seguinte (Figura 19) representa a dispersão das zonas climáticas de Inverno e Verão em Portugal Continental.

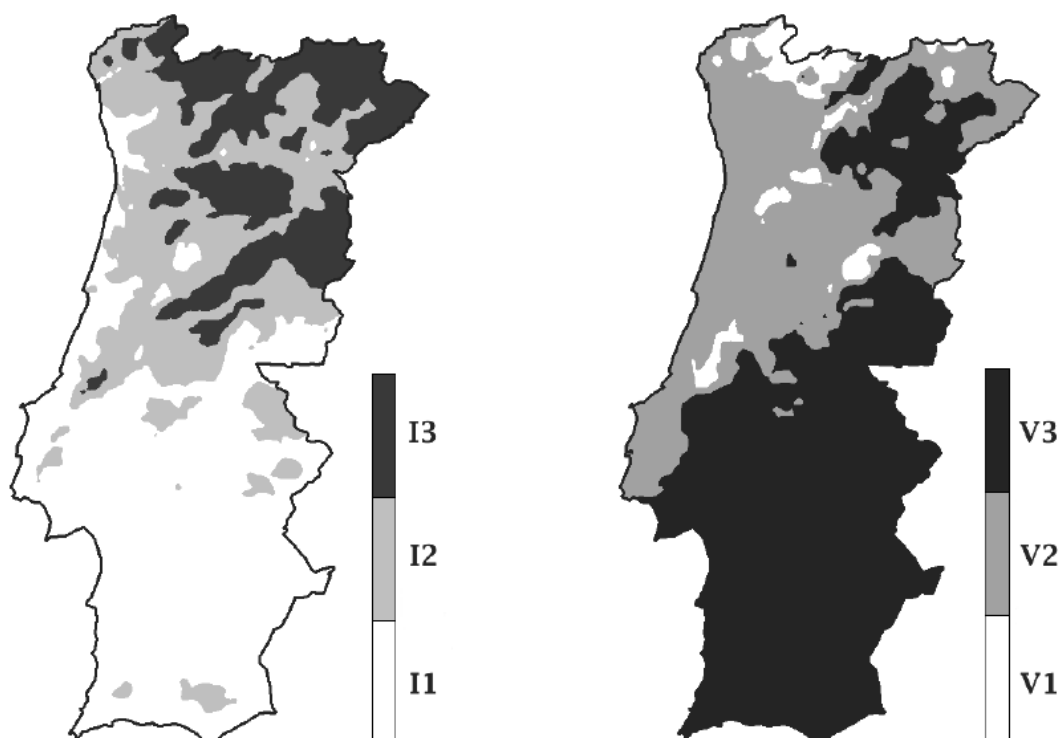


Figura 19: Zonas climáticas de Inverno e Verão em Portugal Continental (Decreto-lei nº118, 2013).

As zonas climáticas de Inverno são definidas a partir do número de graus-dias (GD) na base de 18 °C, correspondente à estação de aquecimento, conforme a Tabela 3 (Decreto-lei nº118, 2013).

Tabela 3: Critérios para a determinação da zona climática de inverno

Critério	$GD \leq 1300$	$1300 < GD \leq 1800$	$GD > 1800$
Zona	I1	I2	I3

As zonas climáticas de verão são definidas a partir da temperatura média exterior correspondente à estação convencional de arrefecimento ($\theta_{ext, v}$), conforme a Tabela 4 (Decreto-lei nº118, 2013).

Tabela 4: Critérios para a determinação da zona climática de verão

Critério	$\theta_{ext, v} \leq 20^{\circ}\text{C}$	$20^{\circ}\text{C} < \theta_{ext, v} \leq 22^{\circ}\text{C}$	$\theta_{ext, v} > 22^{\circ}\text{C}$
Zona	V1	V2	V3

Para representar os valores climáticos X associados a um determinado local, utiliza-se os valores de referência X_{REF} para cada NUTS III, e a partir desses valores ajusta-se as correções de altitude, do tipo linear, com declive e proporcionais à diferença entre a altitude local e uma altitude de referência Z_{REF} para a NUTS III, segundo a seguinte expressão (Decreto-lei nº118, 2013):

$$X = X_{REF} \times a (Z - Z_{REF})$$

As zonas climáticas podem ser classificadas da seguinte forma (Gonçalves & Graça, 2004):

I1-V1 – Aplicado em climas mais amenos do território continental.

I1-V2 – O Verão deverá merecer um cuidado mais especial que o Inverno.

I1-V3 – Para climas mais secos e de altas amplitudes térmicas. As exigências de Verão deverão ter uma importância superior às de Inverno.

I2-V1 – O Inverno é mais exigente que o Verão.

I2-V2 – No Verão, as amplitudes térmicas diárias poderão considerar-se com valores médios.

I2-V3 – Climats Secos e de altas amplitudes térmicas. As condições de Verão sobrepõem-se às de Inverno.

I3-V1 – O Inverno é muito mais agressivo que o Verão. No Verão verificam-se baixas amplitudes térmicas diárias.

I3-V2 – O Inverno é considerado mais exigente que o Verão.

I3-V3 – Climats mais agressivos do território continental tanto de Inverno como de Verão.

De modo a ser efetuada uma análise a estes climats e de acordo com o Decreto-Lei nº118 de 2013 procuraram-se identificar as localidades que melhor representam estas zonas

climáticas Contudo não foram encontradas localidades representativas das zonas I1-V1, I2-V1 e I3-V3.

As localidades adotadas foram as seguintes:

- I1-V2 – Lisboa a 109 m de altitude;
- I1-V3 – Beja a 178 m de altitude;
- I2-V2 – Coimbra a 67 m de altitude;
- I2-V3 – Tabuaço a 520 m de altitude;
- I3-V1 – Melgaço a 750 m de altitude;
- I3-V2 – Bragança a 680 m de altitude;

A altitude indicada é o resultado da altitude média dessa zona.

Contextualmente prevê-se que o arrefecedor evaporativo seja utilizado sobretudo em espaços industriais e que o seu funcionamento decorrerá na estação de arrefecimento, num horário previsto das 7h às 20h.

A partir da aplicação “CLIMAS-SCE” do Laboratório Nacional de Energia e Geologia (LNEG), selecionaram-se as localidades em estudo, acima referidas, e obtiveram-se as médias climatológicas referentes aos anos 1971-2000 (LNEG, 2010).

A tabela 5 representa os dados retirados da aplicação, referente aos meses da estação de arrefecimento: Junho, Julho, Agosto e Setembro, onde apresenta a temperatura de bolbo seco, a temperatura de bolbo húmido e a humidade relativa.

A tabela 6 apresenta os valores médios dos 4 meses da estação de arrefecimento.

Tabela 5: Valores das temperaturas de bolbo seco, bolbo húmido e da humidade relativa dos meses da estação de arrefecimento.

		Junho			Julho			Agosto			Setembro		
		Temp. bolbo seco	Temp. bolbo húmido	Humidade relativa	Temp. bolbo seco	Temp. bolbo húmido	Humidade relativa	Temp. bolbo seco	Temp. bolbo húmido	Humidade relativa	Temp. bolbo seco	Temp. bolbo húmido	Humidade relativa
Lisboa	I1 V2	21,62 °C	15,23 °C	68,5 %	24,09 °C	17,10 °C	67,2 %	24,28 °C	17,49 °C	67,9 %	23,11 °C	17,13 °C	70,9 %
Beja	I1 V3	25,20 °C	15,03 °C	56,8 %	28,75 °C	16,56 °C	52,6 %	28,66 °C	16,98 °C	54,1 %	26,03 °C	17,28 °C	61,5 %
Coimbra	I2 V2	21,48 °C	15,33 °C	70,5 %	23,75 °C	17,63 °C	70,6 %	23,73 °C	17,83 °C	71,7 %	22,37 °C	17,06 °C	74,0 %
Tabuaço	I2 V3	23,55 °C	13,60 °C	58,2 %	27,47 °C	15,30 °C	51,7 %	27,24 °C	15,33 °C	52,8 %	23,81 °C	15,02 °C	61,3 %
Melgaço	I3 V1	19,23 °C	11,76 °C	64,8 %	22,02 °C	14,03 °C	63,9 %	21,96 °C	14,43 °C	65,3 %	19,61 °C	13,43 °C	69,8 %
Bragança	I3 V2	22,14 °C	11,99 °C	56,0 %	25,80 °C	13,41 °C	51,1 %	25,71 °C	13,67 °C	51,7 %	22,27 °C	13,24 °C	60,3 %

Tabela 6: Valores médios da estação de arrefecimento.

	Lisboa I1 V2	Beja I1 V3	Coimbra I2 V2	Tabuaço I2 V3	Melgaço I3 V1	Bragança I3 V2
Temperatura de bolbo seco	23,27 °C	27,16 °C	22,83 °C	25,52 °C	20,71 °C	23,98 °C
Humidade relativa	68,6 %	56,3 %	71,7 %	56,0 %	66,0 %	54,8 %

Analisando com particularidade as temperaturas de bolbo seco, a altitude e a humidade relativa das localidades em estudo é possível traçar gráficos de comparação e comparar as zonas climáticas entre si.

Podem-se observar essas comparações pelas figuras 20, 21 e 22, que representam as zonas climáticas I1-V2 e I1-V3, I3-V1 e I3-V2 e I2-V2 e I2-V3, respetivamente

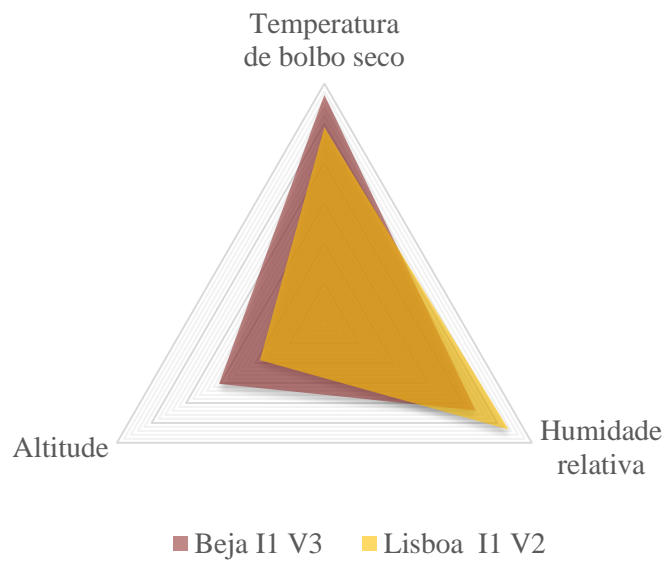


Figura 20: Zona climática I1-V2 vs. I1-V3.

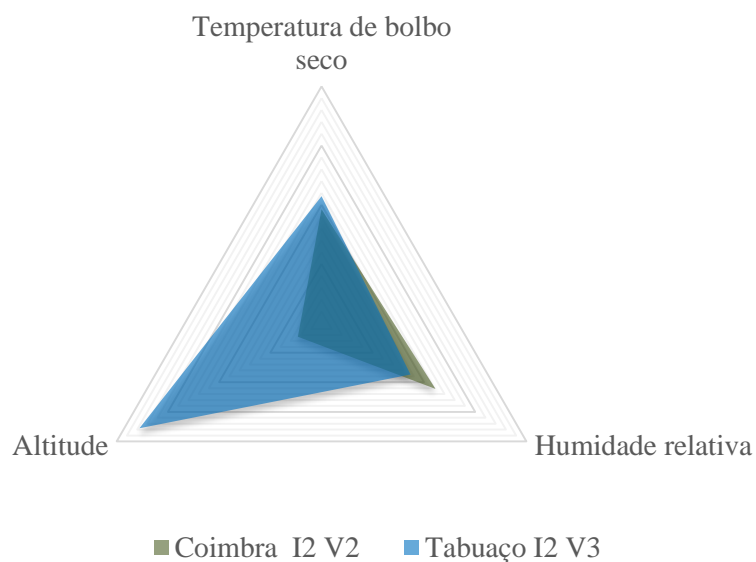


Figura 21: Zona climática I2-V2 vs. I2-V3.

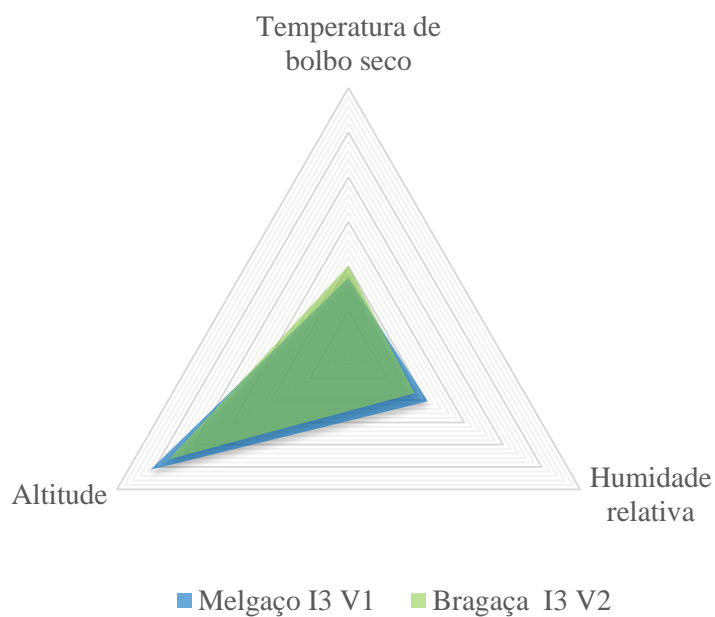


Figura 22: Zona climática I3-V1 vs. I3-V2.

A partir da análise dos gráficos anteriores, pode-se verificar que para as diferentes altitudes, quanto mais rigoroso for a zona climática de verão, maior será a temperatura de bolbo seco e menor a humidade relativa.

Em média, a temperatura de bolbo seco cresce entre 2,5 a 4°C e a humidade relativa decresce entre 11 a 16 % quanto mais rigorosa a zona climática de verão.

5.2. Simulação do Arrefecedor Evaporativo

5.2.1. Aplicação dos Arrefecedores Evaporativos em diferentes zonas climáticas

Utilizando os três arrefecedores evaporativos dimensionados anteriormente e aplicando-os nas diferentes zonas climáticas, é possível verificar os seus comportamentos consoante as diferentes condições climáticas.

Na tabela seguinte (tabela 7), consoante a zona climática e o tipo de arrefecedor evaporativo, é possível retirar algumas informações importantes para o utilizador, como a temperatura de insuflação, a humidade relativa de insuflação, a potência de arrefecimento, a taxa de água evaporada e a eficácia do painel. Estas informações permitem ao utilizador interpretar o comportamento do arrefecedor evaporativo em cada clima de Portugal continental.

Tabela 7: Utilização dos 3 tipos de arrefecedores evaporativos

Local	Temperatura bolbo seco	Humidade relativa		Temperatura de Insuflação	Humidade relativa de Insuflação	Potência de Arrefecimento	Água Evaporada	Eficácia do Painei
Lisboa II V2	23,27 °C	68,6 %	AE1	20,46 °C	88,71 %	4540,00 W	6,54 l/h	69,10 %
			AE2	20,59 °C	87,68 %	13008,00 W	18,68 l/h	66,00 %
			AE3	20,53 °C	88,13 %	26550,00 W	38,18 l/h	67,35 %
Beja II V3	27,16 °C	56,3 %	AE1	22,69 °C	83,58 %	7103,00 W	10,28 l/h	69,54 %
			AE2	22,89 °C	82,11 %	20358,00 W	29,40 l/h	66,44 %
			AE3	22,81 °C	82,75 %	41544,00 W	60,06 l/h	67,79 %
Coimbra I2 V2	22,83 °C	71,7 %	AE1	20,35 °C	89,95 %	4020,00 W	5,79 l/h	69,06 %
			AE2	20,46 °C	89,03 %	11518,00 W	16,55 l/h	65,95 %
			AE3	20,41 °C	89,43 %	23510,00 W	33,81 l/h	67,31 %
Tabuaço I2 V3	25,52 °C	56,0 %	AE1	21,20 °C	83,34 %	6918,00 W	9,96 l/h	69,32 %
			AE2	21,40 °C	81,87 %	19824,00 W	28,47 l/h	66,22 %
			AE3	21,31 °C	82,51 %	40459,00 W	58,16 l/h	67,57 %
Melgaço I3 V1	20,71 °C	66,0 %	AE1	18,15 °C	87,47 %	4154,00 W	7,87 l/h	69,09 %
			AE2	18,26 °C	86,35 %	11902,00 W	22,46 l/h	65,99 %
			AE3	18,21 °C	86,84 %	24292,00 W	45,91 l/h	67,34 %
Bragança I3 V2	23,98 °C	54,8 %	AE1	19,71 °C	82,69 %	6894,00 W	9,87 l/h	69,10 %
			AE2	19,90 °C	81,17 %	19753,00 W	28,21 l/h	66,00 %
			AE3	19,82 °C	81,30 %	40317,00 W	57,64 l/h	67,35 %

De uma forma geral, da tabela anterior observou-se que o consumo de água e a potência de arrefecimento são diretamente proporcionais e que variam consoante o tipo de arrefecedor evaporativo utilizado, ou seja, quando maior for a gama utilizada, maior será o consumo de água e potência de arrefecimento.

Quanto mais rigorosa a zona climática de verão, verifica-se que em média, a potência de arrefecimento aumenta 37,08% da zona climática de I1-V2 para I1-V3, 41,90% da zona climática de I2-V2 e I2-V3 e 39,75% da zona climática I3-V1 e I3-V2. Da mesma forma, a taxa de água evaporada aumenta em média 36,40%, 41,87% e 20,35%, respetivamente para as zonas climáticas.

Para as características dimensionadas, os arrefecedores evaporativos apresentam uma eficácia média do painel de 69%, 66% e 67%, para a baixa gama, média e alta, respetivamente.

Verificando os valores da tabela 7 e traçando-os em figuras (figura 23, 24 e 25), pode-se observar o que foi enunciado anteriormente, que quanto mais rigorosas as zonas climáticas de verão, maior o consumo de água e potência de arrefecimento.

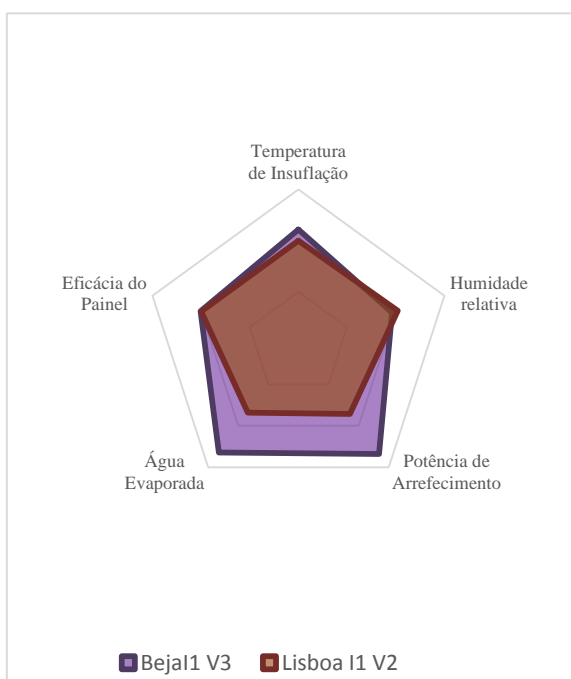


Figura 23: Análise do arrefecedor evaporativo no clima I1-V2 e I1-V3.

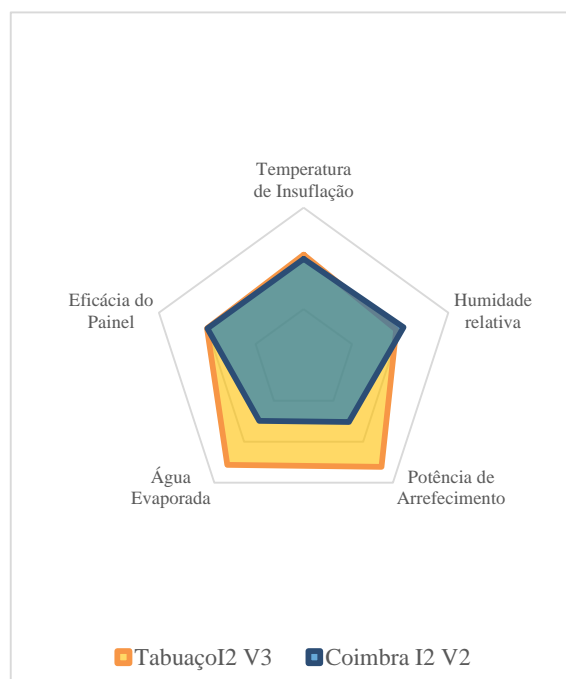


Figura 24: Análise do arrefecedor evaporativo no clima I2-V3 e I2-V2.

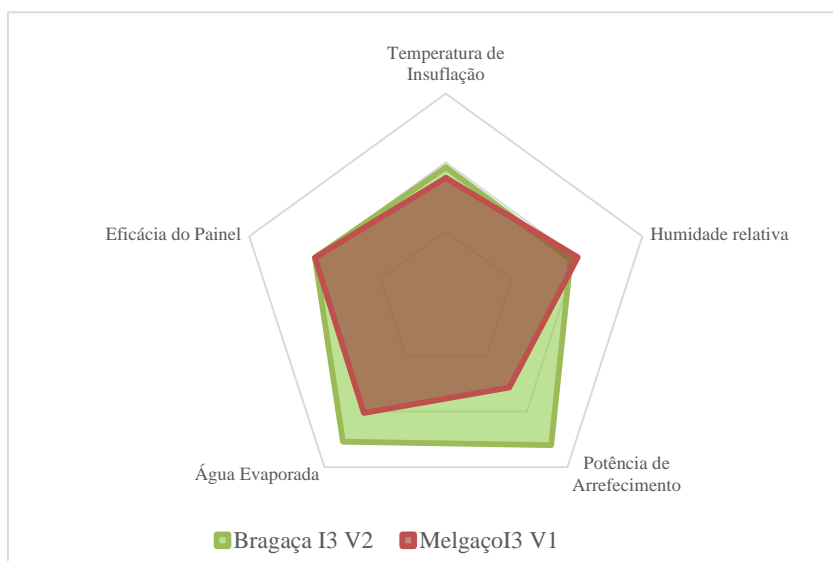


Figura 25: Análise do arrefecedor evaporativo no clima I3-V1 e I3-V2.

5.2.2. Comparação dos Arrefecedores Evaporativos com o sistema convencional

Afim de comparar os arrefecedores evaporativos dimensionados com os sistemas convencionais, utilizou-se o conjunto Chiller + Unidade de Tratamento de Ar Novo. O Chiller utilizado terá a mesma potência de arrefecimento que os Arrefecedores Evaporativos em estudo.

De modo a determinar qual a intensidade energética da água que é evaporada pelo arrefecedor evaporativo, utilizou-se os dados do abastecimento e transporte de água estudados na Califórnia por Gary Klein et al. (2005), expressos na tabela 8 (Klein, Krebs, Hall, O'Brien, & B. B., 2005).

Tabela 8: Relação entre a energia por galões de água

Water-Use Cycle Segments	Range of Energy Intensity kWh/MG	
	Low	High
Water Supply and Conveyance	0	14,000

Utilizou-se o valor médio de 7.000 kWh/MG para obter a intensidade energética para a pior situação obtida anteriormente, ou seja, para o consumo médio de 60 l/h. Sabendo que

1 MG é aproximadamente igual a 3780000 l, obtêm-se uma intensidade energética de 110Wh. Como o valor da intensidade energética é bastante pequeno, este valor foi desprezado no cálculo da potência elétrica do arrefecedor evaporativo.

Os Chillers utilizados são os seguintes:

- Chiller A = Daikin EWYQ~ADVP Modelo EWYQ005ADVP – Com uma potência de 1940 W;
- Chiller B = Daikin EWYQ~ADVP Modelo EWYQ007ADVP – Com uma potência de 3000 W;
- Chiller C = Daikin EWYQ-ACV3 Modelo EWYQ009ACV3 – Com uma potência de 2850 W;
- Chiller D = Daikin EWYQ-ACV3 Modelo EWYQ010ACV3 – Com uma potência de 3410 W;
- Chiller E = Daikin EUWY-KBZW1 Modelo EUWYN10KBZW1 – Com uma potência de 8650 W;
- Chiller F = Daikin EWYQ-ACV3 Modelo EUWYN12KBZW1 – Com uma potência de 11500 W;
- Chiller G = Daikin EUWY-KBZW1 Modelo EUWYB20KBZW1 – Com uma potência de 16600 W;

A tabela 9 representa a comparação entre as três gamas de arrefecedores evaporativos dimensionados com os diferentes sistemas convencionais.

Apenas contabilizando a potência do Chiller (excluindo a potência do ventilador da Unidade de Tratamento de Ar Novo), podemos constatar que para a mesma potência de arrefecimento, o arrefecedor evaporativo tem uma variação média de 70% de consumo energético a menos que o Chiller.

Quando se verifica que a zona climática de verão é mais rigorosa, qualquer gama dos arrefecedores evaporativos dimensionados, consegue consumir cerca de 80% menos energia elétrica que o Chiller.

Tabela 9: Comparação dos Arrefecedores Evaporativos com sistemas convencionais

Local	Temperatura de bolbo seco	Humidade relativa		Potência absorvida	Potência de Arrefecimento	Chiller Utilizado	Potência do Chiller	EER	Quociente entre o sistema convencional e o AE
Lisboa I1 V2	23,27 °C	68,6 %	AE1	605 W	5280 W	Chiller A	1940 W	2,72	69%
			AE2	1555 W	13600 W	Chiller D	3410 W	3,98	54%
			AE3	3078 W	25400 W	Chiller F	11500 W	2,20	73%
Beja I1 V3	27,16 °C	56,3 %	AE1	605 W	7180 W	Chiller B	3000 W	2,39	80%
			AE2	1555 W	20800 W	Chiller E	8650 W	2,40	82%
			AE3	3078 W	40900 W	Chiller G	16600 W	2,46	81%
Coimbra I2 V2	22,83 °C	71,7 %	AE1	605 W	5280 W	Chiller A	1940 W	2,72	69%
			AE2	1555 W	12200 W	Chiller C	2850 W	4,28	45%
			AE3	3078 W	24800 W	Chiller F	11500 W	2,15	73%
Tabuaço I2 V3	25,52 °C	56,0 %	AE1	605 W	7180 W	Chiller B	3000 W	2,39	80%
			AE2	1555 W	20800 W	Chiller C	8650 W	2,40	82%
			AE3	3078 W	40900 W	Chiller G	16600 W	2,46	81%
Melgaço I3 V1	20,71 °C	66,0 %	AE1	605 W	5280 W	Chiller A	1940 W	2,72	69%
			AE2	1555 W	12200 W	Chiller C	2850 W	4,28	45%
			AE3	3078 W	24800 W	Chiller F	11500 W	2,16	73%
Bragança I3 V2	23,98 °C	54,8 %	AE1	605 W	7180 W	Chiller B	3000 W	2,39	80%
			AE2	1555 W	20800 W	Chiller E	8650 W	2,40	82%
			AE3	3078 W	40900 W	Chiller G	16600 W	2,46	81%

6. Conclusões

Procurou-se mostrar a importância e fiabilidade da modulação obtida e da utilidade do software desenvolvido, recorrendo a dados reais do clima de Portugal Continental para os meses da estação de arrefecimento. Cada uma das seis zonas climáticas foram representadas por seis localidades tipo, e retiraram-se os dados médios de humidade relativa e temperatura de bolbo seco. Conclui-se que quanto mais rigoroso for a zona climática de verão, maior será a temperatura de bolbo seco, em média cresce entre 2,5 a 4 °C e menor a humidade relativa que em média decresce entre 11 a 16 %.

Além dos dados climáticos (temperatura e humidade) testou-se as máquinas dimensionadas nas zonas climáticas, e verificou-se que o consumo de água e a potência de arrefecimento são diretamente proporcionais.

Os resultados obtidos nas simulações mostram que a potência de arrefecimento de 5,6 kW, 16,0 kW e 32,8 kW e o consumo de água de 8 l/h, 23,9 l/h e 48,96 l/h aumentam com o caudal de ar do arrefecedor, 5.000 m³/h, 15.000 m³/h e 30.000 m³/h, respetivamente. A eficácia de permuta destes arrefecedores evaporativos, foi de 69%, 66% e 67%, respetivamente.

Verificou-se que a alteração de zona climática de I1-V2 para I1-V3 implicou um aumento de 37,08% na potência de arrefecimento e de 36,40% no consumo de água, a alteração de

zona climática de I2-V2 para I2-V3 implicou um aumento de 41,90% na potência de arrefecimento e de 41,87% no consumo de água, e que, a alteração de zona climática de I3-V1 e I3-V2 implicou um aumento de 39,75% na potência de arrefecimento e de 20,35% no consumo de água.

De forma a mostrar a vantagem na utilização de um arrefecedor evaporativo em detrimento de um sistema convencional, compararam-se as três gamas de arrefecedores evaporativos com os Chillers com a mesma potência de arrefecimento. Pelos dados obtidos conclui-se que o arrefecedor evaporativo em comparação com o Chiller, tem uma maior eficiência energética, pois apresenta um menor consumo de energia elétrica nos climas com o Verão mais rigoroso, e que para conseguir a mesma potência de arrefecimento que o Chiller, utiliza em algumas zonas climáticas cerca de 80% menos energia elétrica.

Desta forma, foi possível com base em dados reais constatar as vantagens de utilização de um arrefecedor evaporativo para o arrefecimento de áreas industriais em relação à utilização de um sistema convencional. Visto ser possível que um arrefecedor evaporativo consuma cerca de 40 a 80% menos energia elétrica que o sistema convencional. Porém o arrefecedor evaporativo apresenta um consumo de água que pode variar de 5 a 60 l/h, em função da gama e do clima, que o sistema convencional não apresenta.

O facto de se ter criado o anteprojecto, permitiu verificar a hipótese testada na utilização de um arrefecedor evaporativo como instrumento viável para a indústria, sendo uma porta importante a poder ser utilizada na manutenção industrial.

Por fim, a principal limitação de todo este trabalho desenvolvido, foi não ter sido possível desenvolver a segunda parte do projeto a que me tinha proposto inicialmente. Ou seja, a construção de um projeto de execução, com criação de um protótipo para testar os valores teóricos em ambiente real, devido à limitação no tempo.

Fica o interesse e sugestão de continuidade a este trabalho, com o desenvolvimento de um protótipo e o desenvolvimento de uma metodologia para o arrefecimento da água, que se considerou a temperatura constante.

Referências Documentais

- Arizona Solar Center, I. (03 de Março de 2014). *Passive Solar Heating & Cooling Manual, Part 3 of 4*. Obtido de <http://www.azsolarcenter.org/tech-science/solar-for-consumers/passive-solar-energy/passive-solar-design-manual-consumer/passive-solar-design-manual-cooling.html>
- ASHRAE. (1995). Why Evaporative Coolers Have Not Caused Legionnaires' Disease. *ASHRAE-Conditioning Engineer Journal*.
- ASHRAE. (2007). Evaporative Cooling. *HVAC Applications*, Chapter 51.
- ASHRAE. (2008). Evaporative Air-Cooling Equipment. *HVAC Systems and Equipment*, Chapter 40.
- ASHRAE. (2009). Psychrometrics. *Handbook - Fundamentals*, Chapter 1.
- AZEVAP. (03 de Março de 2014). *History of Evaporative Cooling Technology*. Obtido de <http://www.azevap.com/history-technology.php>
- Brown, W. K. (1993). An integrated approach to laboratory energy efficiency. *ASHRAE Transactions*, 1143-1154.
- Camargo, J. R. (2003-2004). Resfriamento evaporativo: poupando a energia e o meio ambiente. *Revista Ciências Exatas*, 69-75.
- Camargo, J. R., Ebinuma, C. D., & Cardoso, S. (2002). A MATHEMATICAL MODEL FOR DIRECT EVAPORATIVE COOLING AIR CONDITIONING SYSTEM. *Engenharia Térmica*, 4, 30-34.
- Camargo, J. R., Travelho, J. S., & Cardoso, S. (2000). *Utilização do resfriamento evaporativo para conforto térmico humano em diversas cidades brasileiras*. SP. Brasil: Universidade de Taubaté, Departamento de Engenharia Mecânica.
- Carrossi, G. B. (2006). *Resfriamento Evaporativo: Estudo do potencial de sua aplicação no Brasil*. Brasil: Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica.
- CATIM. (2012). *Plano sectorial de melhoria da eficiência energética em PME - Sector metalúrgico e metalomecânico*. Centro de Apoio Tecnológico à Indústria Metalomecânica: IAPMEI - Instituto de Apoio às Pequenas e Médias Empresas e à Inovação.
- Çengel, Y. A. (2010). *Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática*. McGraw-Hill.
- Cerci, Y. (2003). A new ideal evaporative freezing cycle. *Internation Journal of Heat and Mass Transfer* 46, 2967-2974.
- COOL BREEZE AIR CONDITIONING. (04 de Março de 2014). *THE PSYCHROMETRIC CHART: EVAPORATIVE COOLING AS READ ON THE PSYCHROMETRIC CHART*. Obtido de <http://www.coolbreeze.co.za/psyevap.htm>
- Dai, Y. J., & Sumathy, K. (2002). Theoretical study on a cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material. *Applied Thermal Engineering* 22, 1417-1430.

- Decreto-lei nº118. (2013). MINISTÉRIO DA ECONOMIA E DO EMPREGO.
- Dowdy, J. A., & Karabash, N. S. (1987). Experimental Determination of Heat and Mass Transfer Coefficients in Rigid Impregnated Cellulose Evaporative Media. *ASHRAE Transactions*, 382-395.
- EDP. (06 de 2012). *Dicas de Eficiência Energética*. Obtido de Viva a sua casa com uma energia mais sustentável: Obtido a 11 de Março de 2014 em <https://www.edp.pt/pt/particulares/bemvindoaedp/Guia%20Eficiencia%20Energetica/Guia%20da%20Efici%20Ancia%20Energ%20tica.pdf>
- EU. (29 de 03 de 2009). *Europa, Summaries of EU legislation*. Obtido em 19 de 02 de 2014, de http://europa.eu/legislation_summaries/energy/energy_efficiency/en0002_en.htm
- EU. (22 de 06 de 2011). *Uma Europa eficiente em termos energéticos*. Obtido em 19 de 02 de 2014, de http://ec.europa.eu/news/energy/110622_pt.htm
- European Commission. (Agosto de 2012). *Consumption of energy*. Obtido de http://epp.eurostat.ec.europa.eu/statistics_explained/index.php/Consumption_of_energy
- F-Chart. (s.d.). *F-Chart Software*. Obtido de <http://www.fchart.com/ees/>
- Filho, U. B. (1997). *Resfriamento Evaporativo Direto e Indireto para Conforto ambiental na Região Centro-Oeste*. Brasília-DF, Brazil: Projeto de Graduação-UNB.
- Ghosal, M. K., Tiwari, G. N., & Srivastava, N. S. (2003). Modeling and experimental validation of a greenhouse with evaporative cooling by moving water film over external shade cloth. *Energy and Buildings* 35, 843-850.
- Givon, B. (1994). *Passive and Low Energy Cooling of Buildings*. Ney York, USA: Capítulo 5, 130-190.
- Gonçalves, H., & Graça, J. M. (2004). *Conceitos Bioclimáticos para os Edifícios em Portugal*. Lisboa: DGGE / IP-3E.
- Ibrahim, E., Shao, L., & Riffat, S. B. (2003). Performance of porous ceramic evaporators for building cooling application. *Energy and Buildings* 35, 941-949.
- Joudi, K. A., & Mehdi, S. M. (2000). Application of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load. *Energy Conversion & Management* 41, 1931-1951.
- Klein, G., Krebs, M., Hall, V., O'Brien, T., & B. B. , B. (2005). *California's Water – Energy Relationship*. California: ENERGY COMMISSION.
- Liao, C.-M., & Chiu, K.-H. (2002). Wind tunnel modeling the system performance of alternative evaporative cooling pads in Taiwan region. *Building and Environment* 37, 177-187.
- LNEG. (2010). *LNEG*. Obtido de CLIMAS-SCE - Software para o Sistema Nacional de Certificação de Edifícios: <http://www.lneg.pt/servicos/328/2263/>
- Lotti, L. B., Russo, M. F., Bacci, M. N., & Prado, N. F. (2006). Substituição dos aparelhos de ar condicionado por resfriadores evaporativos na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. *Revista Ciências do Ambiente On-Line, Volume 2*.
- Maalouf, C., Wurtz, E., & Mora, L. (2008). Effect of Free Cooling on the operation of a desiccant evaporative cooling system. *International Journal of Ventilation*, 125-138.

- Macau, J. S. (2009). *Acompanhamento e caracterização do desempenho de uma UTA baseada em tecnologia DEC assistida por energia solar*. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa: Tese de Mestrado.
- Maclain-cross, I. L., & Banks, P. J. (1981). A General Theory of Wet Surface Heat Exchangers and its Application to Regenerative Evaporative Cooling. *Journal of Heat Transfer*, 285-579.
- Manzan, M., & Saro, O. (2002). Numerical analysis of heat and mass transfer in a passive building component cooled by water evaporation. *Energy and Buildings* 34, 369-375.
- Nascimento, G. R. (2005). *Refrigeração evaporativa de telhados por meio de gotejamento de água. Experimento em bancada de testes*. Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia da Universidade Federal de São Carlos, SP: Dissertação de Mestrado.
- Pimenta, J. M., & Castro, W. P. (2003). *ANÁLISE DE DIFERENTES APLICAÇÕES DE SISTEMAS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO DIRETO*. São Paulo, SP: 17th International Congress of Mechanical Engineering.
- Pimenta, J. M., & Castro, W. P. (2004). *MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE PAINÉIS EVAPORATIVOS DIRETOS*. Rio de Janeiro, Brazil: 10 Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering.
- Pimenta, J. M., & Castro, W. P. (2004). *MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE PAINÉIS EVAPORATIVOS DIRETOS*. Rio de Janeiro, Brasil: 10o Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering.
- Richmueller. (20 de Abril de 2012). *D.I.Y. Inspired Evaporative Cooler Design for Remote Military Applications*. Obtido de Obtido em 04 de Março de 2014 de: <http://muellerdesignlab.wordpress.com/2012/04/20/diy-evaporative-cooler-design/>
- Rodrigues, J. A. (2012). *ANÁLISE E PARAMETRIZAÇÃO DE ESTRATÉGIAS FREE-COOLING NUM EDIFÍCIO*. Universidade de Aveiro, Departamento de Engenharia Mecânica.
- Romero, M. B. (2000). *Princípios Bioclimáticos para o Desenho Urbano*. CopyMarket.com.
- Rosa, J. V. (2009). *Avaliação de painéis porosos constituídos de argila expandida em sistemas de resfriamento adiabático evaporativo*. Universidade Federal de Viçosa, Minas Gerais, Brasil.
- Silva, A. B., Neto, J. C., & Lamberts, R. (2002). Modelo de Evaporação de Sprays em escoamento Livre. *9th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences*.
- Silva, C. A. (2000). *Modelling and Experimental Validation of Direct Contact Cooling Towers*. Faculty of Applied Sciences, University of Liège, Belgium: Tese de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
- Silva, C. A. (2004). *The Climate Influence on the HVAC System Project*. Faculty of Applied Sciences, University of Liège, Belgium.
- Silva, J. G. (2003). *Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização*. São Paulo, SP: Artliber Editora.
- Soler & Palau, S.A. (06 de Março de 2014). *A Água: A Psicrometria*. Obtido de http://www.solerpalau.pt/formacion_01_26.html
- Tan, K., & Deng, S. (2003). A numerical analysis of heat and mass transfer inside a reversibly used water cooling tower. *Building and Environment* 38, 91-97.

- The Engineering ToolBox. (06 de Março de 2014). *Dry Bulb, Wet Bulb and Dew Point Temperature*. Obtido de http://www.engineeringtoolbox.com/dry-wet-bulb-dew-point-air-d_682.html
- Thepa, S., Kirtikara, K., Hirunlabh, J., & Khedari, J. (1999). Improving indoor conditions of a Thai-style mushroom house by means of an evaporative cooler and continuous ventilation. *Renewable Energy* 17, 359-369.
- Vigoderis, R. B., Tinoco, I. F., Filho, A. L., Gates, R. S., Pauli, D. G., Silva, C. E., & Guimarães, M. d. (2007). Construção de túnel de vento reduzido, visando a avaliação de argila expandida em sistemas de resfriamento adiabático evaporativo para arrefecimento térmico em galpões de produção animal. *Engenharia na Agricultura* 15, 191-199.
- Watt, J. R. (1963). *Evaporative Air Conditioning*. New York 13, N.Y.: The Industrial Press.
- Xavier, A. P. (1999). *Condições de Conforto Térmico para Estudantes de 2º Grau Na Região de Florianópolis*. Dissertação de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal de Santa Catarina.